
Einfluss der drallbehafteten Brennkammerströmung auf die Hochdruckturbine

Dissertation

Dipl.-Ing. Lucas Giller

Fachgebiet

Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe

Technische Universität Darmstadt

März 2015



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Einfluss der drallbehafteten Brennkammerströmung auf die Hochdruckturbine

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Lucas Giller

aus Heidelberg

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Johannes Janicka
Tag der Einreichung:	11. August 2014
Tag der mündlichen Prüfung:	05. November 2014

Darmstadt 2015

D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-42430

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/4243>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt.

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>


tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung-Keine kommerzielle Nutzung-Keine Bearbeitung 3.0 Deutschland

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>





*Für meine Frau Hedi
und meine Eltern Heinz und Uta*



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen des Forschungsprogramms AG TURBO COORETEC. Die Arbeit wurde von Rolls-Royce Deutschland und MAN sowie vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter dem Förderkennzeichen 0327725D gefördert.

Mein besonderer Dank gilt dem Fachgebietsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die gewährten Freiheiten und für die Gelegenheit, diese Arbeit durchzuführen. Die Zeit am GLR war eine herausfordernde Reise, während der ich sowohl fachlich als auch persönlich gewachsen bin und die ich nicht missen wollte. Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Janicka danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Ich danke den Industriepartnern Rolls-Royce Deutschland, vertreten durch Jens Täge, und MAN, vertreten durch Dietmar Krüger, für die sehr gute Zusammenarbeit. Der Werkstatt des Fachgebiets und ganz besonders den Herren Walter Nolde und Marcus Meyer gilt mein Dank für die Hilfe und die Ratschläge bei der Konstruktion des Prüfstandes sowie für dessen Aufbau.

Ich danke allen Kolleginnen und Kollegen für das angenehme Arbeitsklima am Fachgebiet. Insbesondere möchte ich mich herzlich bei Daniela Klaubert, Barbara Löhr und Michael Kloss für ihre Freundschaft, ihre wertvollen Anregungen und ihre großartige Unterstützung bedanken. Weiterhin möchte ich mich bei allen Studierenden bedanken, die ich betreuen durfte. Sie haben ebenfalls entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.


Ein besonderer Dank geht auch an meine Familie und meine Freunde. Mein größter Dank gilt jedoch meiner Frau Hedi und meinen Eltern Heinz und Uta, die mich in all den Jahren immer vorbehaltlos unterstützt und während sämtlicher Höhen und Tiefen an mich geglaubt haben. Ohne sie hätte ich diese Arbeit niemals erfolgreich abschließen können.



Kurzfassung

Die kontinuierliche Steigerung der Effizienz sowie die Senkung deren Emissionen sind die wichtigsten Ziele bei der Entwicklung von Gasturbinen. Dies hat in der Vergangenheit zu einer stetigen Optimierung der Einzelkomponenten geführt. Jedoch wird es aufgrund von deren hohen Entwicklungsgraden immer schwieriger, eine weitere Steigerung der Komponentenwirkungsgrade zu erreichen. Obwohl zu erwarten ist, dass neue Technologien und Erkenntnisse wie die Magerverbrennung auch weiterhin zu Fortschritten führen werden, müssen zusätzliche Wege gefunden werden, um den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine zu steigern. Die Betrachtung der Interaktionen der Brennkammer und der Hochdruckturbine sowie die Anwendung der hieraus gewonnenen Erkenntnisse weisen ein großes Potential zur Wirkungsgradsteigerung auf. Dies rührt daher, dass die in immer mehr Brennkammern eingesetzte Magerverbrennung zwar eine geringere Emissionsneigung in Bezug auf Stickoxide besitzt, jedoch prinzipbedingt eine stark verdrahlte Strömung am Brennkammeraustritt vorliegt, was große Auswirkungen auf die Strömung in der Turbine hat.

Die hier beschriebene Arbeit hat das Ziel, die aerodynamischen Wechselwirkungen der drallbehafteten Brennkammeraustrittsströmung mit der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine zu untersuchen. Weiterhin werden modellhaft die Auswirkungen der Drallströmung auf die Kühlfilme der Statorschaufeln betrachtet. Hierdurch soll zum einen eine aerodynamische Optimierung der Schaufelgeometrie und zum anderen eine verbesserte Kühlfilmlegung ermöglicht werden, wodurch Kühlluft eingespart werden könnte. Zu diesem Zweck wurde eine ebene Schaufelkaskade aufgebaut. Diese besteht aus fünf Schaufeln, welche die Statorschaufeln darstellen, sowie sechs Drallerzeugern, die die Drallbrenner einer Brennkammer nachbilden. Weiterhin sind die Kaskadenschaufeln mit Filmkühlbohrungen zur Ausblasung von Sekundärluft ausgestattet. Im Zuge der Untersuchungen wurden verschiedene Parameter variiert. Diese sind die Drallzahl der Drallerzeuger, die Distanz zwischen den Drallerzeugern und der Schaufelkaskade sowie die Ausblaserate der Sekundärluft. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen bei einer verdrahlten Zuströmung auf das Schaufelgitter große Unterschiede zu dem in der Vergangenheit betrachteten Fall der axialen Zuströmung. Bei der Untersuchung der Schaufelkaskade sind keine bekannten Sekundärströmungen in den Passagen sowie sichtbare Schaufelnachläufe



in der Abströmung der Kaskade sichtbar. Vielmehr wird die gesamte Strömung durch den Eintrittsdrall dominiert, was zur Bildung von verschiedenen neuen Wirbeln und Verlustkernen führt. Weiterhin kommt es zu einem Kippen der Staulinien an den Schaufelvorderkanten, was in bestimmten Bereichen zu Umschlägen der Kühlfilme zu den nicht gewünschten Seiten der Schaufeln führt. Dieses Phänomen zieht große ungekühlte Bereiche auf den Schaufeloberflächen nach sich. Diese Erkenntnisse zeigen die Unumgänglichkeit auf, die drallförmige Brennkammeraustrittsströmung bei der Auslegung der Schaufelgeometrie und des Filmkühlsystems der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine zu berücksichtigen. Weiterhin muss die veränderte Abströmung der Statorschaufeln bei der Auslegung des stromab folgenden Rotors beachtet werden.

Abstract

The continuous increase of the efficiency as well as the reduction of the emissions are the most important objectives in the development of gas turbines which has lead to a steady optimization of the individual components. However, because of their high sophistication, further improvements of the component efficiencies are becoming more and more difficult. Even though it is to be expected that new technologies and new findings like lean combustion will lead to futher improvements, additional ways have to be found to raise the total efficiency of the gas turbine. The examination of the interactions of the combustor and the high pressure turbine and the application of the gained knowledge has a great potential to increase the efficiency. The reason for this is that although the lean combustion technology, which is applied in more and more combustors, has lower nitrogen oxides emissions, will result in the prevalence of a strong swirl at the combustor exit. This will affect the flowfield inside the turbine.

The described work has the objective to investigate the aerodynamic interactions of the swirling combustor outflow with the first row of nozzle guide vanes of the high pressure turbine. Furthermore, the impact of the swirl on the cooling films of the nozzle guide vanes is examined. Thereby, an aerodynamic optimization of the vane geometry and an improved layering of the cooling film to decrease the amount of cooling air needed should be made possible. For this purpose, a linear vane cascade consisting of five vanes which represent the nozzle guide vanes and six swirl generators simulating the combustion swirlers have been constructed. Furthermore, the cascade vanes are equipped with film cooling holes for the ejection of cooling air. During the investigations, several parameters have been varied. These are the swirl number of the swirl generators, the distance between the swirl generators and the vane cascade and the blowing ratio of the cooling air.

The results of the investigations show huge differences in case of a swirling inflow of the vane cascade to the previously regarded case of axial inflow. During the aerodynamic examinations of the vane cascade, no known secondary flow structures in the passages as well as vane wakes downstream of the cascade are visible. Rather, the whole flow field is dominated by the swirl which is present in the inflow of the cascade. This results in the generation of several new vortices and loss cores. Furthermore, the stagnation lines at the leading edges of the vanes are tilted. This results in shifts of the cooling films towards the wrong sides of the vanes. This effect leads to large uncooled areas

on the vane surfaces. The results show that it is indispensable to consider the swirling combustor outflow while designing the vane geometry and the cooling system of the first row of nozzle guide vanes of the high pressure turbine. Furthermore, the altered outflow of the nozzle guide vanes has to be considered during the design phase of the downstream rotor.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	XI
Abbildungsverzeichnis	XVII
Tabellenverzeichnis	XXI
1. Einleitung	1
1.1. Zielsetzung der Arbeit	3
1.2. Beschreibung der Arbeit	7
2. Stand der Technik	9
2.1. Interaktionen zwischen Brennkammer und Turbine	9
2.1.1. Auswirkungen von Druck- und Temperaturprofilen der Brennkammeraustrittsströmung	9
2.1.2. Einfluss des Turbulenzgrades der Brennkammeraustrittsströmung	15
2.1.3. Auswirkungen von Heißgasstrahlen aus der Brennkammer	15
2.1.4. Einflüsse von Drallströmungen auf die Turbine	17
2.2. Fazit zum Stand der Technik	18
3. Theoretische Grundlagen	19
3.1. Sekundärströmungen in Turbinenstatorpassagen	19
3.1.1. Sekundärströmungsmodelle	26
3.2. Theorie der ebenen Turbinenkaskaden	27
3.2.1. Bauformen von ebenen Schaufelkaskaden	28
3.2.2. Eigenschaften von ebenen Schaufelkaskaden	30
3.3. Drallströmungen	33
3.3.1. Modelle zur Beschreibung von Wirbeln	36
3.3.2. Die Rezirkulationszone in einer starken Wirbelströmung	40
3.4. Verfahren zur Charakterisierung von Sekundärströmungen	43
3.4.1. λ_2 -Kriterium	43
3.4.2. Wirbelstärke $\vec{\omega}$	44
3.4.3. Abweichende kinetische Energie (AKE) einer Strömung	44

3.5. Grundlagen der Filmkühlung	45
3.5.1. Wirbelstrukturen bei der Einblasung von Kühlluft	48
3.5.2. Thermische Wirkung des Kühlfilmes	50
3.5.3. Die Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport	52
3.5.4. Charakteristik eines Kühlfilmes	55
4. Experimenteller Aufbau	57
4.1. Das Primärluftsystem des Kaskadenprüfstands	57
4.1.1. Einlaufstreckenmodul	57
4.1.2. Die Messstrecke des Kaskadenprüfstands	61
4.1.3. Untersuchtes Schaufelmodell	62
4.1.4. Abluftkanal	63
4.1.5. Luftversorgung des Kaskadenprüfstands	64
4.1.6. Betriebspunkt Primärluftsystem	64
4.2. Das Sekundärluftsystem des Kaskadenprüfstands	65
4.2.1. Betriebspunkt Sekundärluftsystem	67
5. Messmethoden und Versuchsprogramm	69
5.1. Vermessung der Strömungsgeschwindigkeiten mittels Particle Image Velocimetry	69
5.1.1. Vermessung des Strömungsfelds des Brennkammersimulators	72
5.1.2. Vermessung des Strömungsfeldes im Bereich der Passagen der Schaufelkaskade	75
5.2. Vermessung der Strömung mittels Drucksonden	77
5.2.1. Verlustbetrachtungen bei stark inhomogener Strömung	79
5.3. Vermessung des Druckprofils des Schaufelmodells	81
5.4. Vermessung der adiabaten Filmkühleffektivität	83
5.5. Eingesetzte Sensoren	86
5.6. Das Versuchsprogramm	88
6. Ergebnisse und Diskussion	89
6.1. Das Strömungsfeld des Schaufelgitters bei axialer Zuströmung	89
6.1.1. Die Zuströmung der Kaskade	89
6.1.2. Die Abströmung der Kaskade	93
6.2. Das Strömungsfeld des Brennkammersimulators	97
6.2.1. Die Drallzahlkennlinie der Drallerzeuger	100
6.3. Das Strömungsfeld des Schaufelgitters bei verdrahter Zuströmung . .	102
6.3.1. Die Zuströmung der Kaskade	102
6.3.2. Strömungsbedingungen im Eintrittsbereich der Kaskade . . .	110
6.3.3. Die Abströmung der Kaskade	114

6.3.4. Variation der Distanz zwischen den Drallerzeugern und der Kaskade	120
6.3.5. Variation der Drallzahl des Brennkammersimulators	122
6.3.6. Betrachtung der Druckverluste in dem Schaufelgitter	125
6.3.7. Betrachtung der abweichenden kinetischen Energie der Hauptströmung	128
6.4. Die Druckverteilung des Schaufelprofils	130
6.4.1. Die Druckverteilung bei axialer Hauptströmung	130
6.4.2. Die Druckverteilung bei verdrahlter Hauptströmung	131
6.5. Betrachtung der adiabaten Filmkühleffektivität der Schaufeln	135
6.5.1. Adiabate Filmkühleffektivität bei axialer Hauptströmung	135
6.5.2. Adiabate Filmkühleffektivität bei verdrahlter Hauptströmung	136
6.5.3. Gemittelte adiabate Filmkühleffektivität	142
7. Zusammenfassung	157
7.1. Wirbelmodell bei verdrahlter Hauptströmung	161
8. Ausblick	163
Literaturverzeichnis	167
A. Anhang	177
A.1. Die Verteilung der Ausblaseraten der Filmkühlbohrungen	177
A.2. Der Kaskadenprüfstand	182
A.3. Strömungsbedingungen in den Passagen - Darstellung der Geschwindigkeitskomponenten	185
A.4. Strömungsbedingungen in den Passagen - ME_{Pass}^3	190
A.5. Die Abströmung der Kaskade - Kompensation des Winkels α	191
A.6. Der Kaskadenprüfstand - Fehlerbetrachtung	192



Nomenklatur

Griechische Zeichen

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bezeichnung</i>
α	- °	Wärmeübergangskoeffizient; horizontaler Strömungswinkel
Γ	1/s	Zirkulation
γ	°	Vertikaler Strömungswinkel
Δ	-	Differenz
ϵ	°	Öffnungswinkel des Drallerzeugeraustrittsstrahls
$\epsilon_{\tau,turb}$	m ² /s	Kinematische Wirbelviskosität
$\epsilon_{q,turb}$	m ² /s	Turbulente Austauschgröße für den Stoffübergang
$\epsilon_{D,turb}$	m ² /s	Turbulente Austauschgröße für den Wärmeübergang
η	-	Wirkungsgrad;
	-	Filmkühleffektivität;
	Pa s	dynamische Viskosität
λ	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit;
	°	Verdrehwinkel Movable Block Swirl Generator
λ_2	-	Zweiter Eigenwert von $S^2 + \Omega^2$
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ξ	-	Dimensionsloser Verlustkoeffizient
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	Pa	Schubspannung
Ω	-	Sekundärströmungsstruktur der Filmkühlung;
	-	Asymmetrischer Teil von ∇u
ω	1/s	Rotation

Lateinische Zeichen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit in Luft
AKE	J	Abweichende Kinetische Energie
B	m	Breite der Messstrecke
C	-	Konzentration
C_p	-	Dimensionsloser Druckkoeffizient
c_p	J/(kg K)	Spezifische Wärmekapazität
D	m	Distanz zwischen Drallerzeugeraustrittsdüsen und Schaufelvorderkanten
\dot{D}	kg m/s ²	Drehimpulsstrom
d	m	Allgemeiner Durchmesser;
	m	Durchmesser der Filmkühlbohrungen
d_0	m	Durchmesser der Drallerzeugerdüse
F	N	Kraft
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
H	m	Schaufelhöhe; Kanalhöhe
\dot{I}	kg/s ²	Axialimpulsstrom
K	-	Konstante
l	m	Länge
M	-	Ausblaserate
	kg/mol	Molare Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
m	kg	Masse
Ma	-	Mach-Zahl
P	-	Schaufelteilungsverhältnis
p	Pa	Druck
Pr	-	Prandtl-Zahl
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
r	m	Radius
r_0	m	Radius der Drallerzeugerdüse
Re	-	Reynolds-Zahl
R	J/(mol K)	Universelle Gaskonstante
R_s	J/(kg K)	Spezifische Gaskonstante der Luft
S	-	Drallzahl; symmetrischer Teil von ∇u

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bezeichnung</i>
s	m	Oberflächenkoordinate der Schaufel
Sc	-	Schmidt-Zahl
T	°C	Temperatur
t	s	Zeit
V	m ³	Volumen
y^+	-	Dimensionsloser Wandabstand
z_ν	m	Höhenkoordinate der Schaufel
u	m/s	Geschwindigkeit x -Richtung;
	m/s	Geschwindigkeit allgemein
v	m/s	Geschwindigkeit y -Richtung;
	m/s	Geschwindigkeit r -Richtung
w	m/s	Geschwindigkeit z -Richtung;
	m/s	Geschwindigkeit φ -Richtung
x	m	Koordinate
y	m	Koordinate
z	m	Koordinate

Lateinische Abkürzungen

<i>Symbol</i>	<i>Bezeichnung</i>
CCD	Charge-Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CRCZ	Zentrales Rezirkulationsgebiet
DE	Drallerzeuger
DS	Druckseite
EW	Eckwirbel
FC	Filmkühlkonfiguration
FKB	Filmkühlbohrung
FR	Strömungsgebiet bei Drallströmung
HKW	Hinterkantenwirbel
HW	Hufeisenwirbel
LA	Verlustgebiet bei axialer Strömung
LR	Verlustgebiet bei Drallströmung
LSWTF	Low Speed Wind Tunnes Facility
MBSG	Movable Block Swirl Generator
ME	Messebene
P	Passage
PIV	Particle Image Velocimetry
PW	Passagenwirbel
SPIV	Stereo Particle Image Velocimetry
SS	Saugseite
TET	Turbineneintrittstemperatur
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
VA	Wirbel bei axialer Strömung
VR	Wirbel bei Drallströmung

Indizes

<i>Symbol</i>	<i>Bezeichnung</i>
0	Hauptströmung; Zeitpunkt $t = 0$
2	Sekundärströmung
∞	Fernfeld
A	Stromröhre A
<i>a</i>	Außen
<i>ad</i>	Adiabat
<i>aus</i>	Austritt
<i>av</i>	Gemittelter Wert
<i>aW</i>	Adiabate Wand
<i>ax</i>	Axial
B	Stromröhre B
<i>bulk</i>	Flächengemittelter Wert
<i>char</i>	Charakteristische Größe
<i>chord</i>	Schaufelsehne
CO ₂	Kohlendioxid
CRCZ	Zentrales Rezirkulationsgebiet
DE	Drallerzeuger
DS	Druckseite
<i>dyn</i>	Dynamisch
<i>ein</i>	Eintritt
<i>el</i>	Elektrisch
<i>f</i>	Fliehkraft; mit Filmkühlung
<i>g</i>	Schwerkraft
<i>global</i>	Gesamte Schaufeloberfläche
<i>i</i>	Innen; Laufvariable
<i>isoW</i>	Isoenergetische Wand
<i>iW</i>	Impermeable Wand
LE	Schaufelvorderkante
<i>lokal</i>	Örtlich lokale Größe
<i>max</i>	Maximal
ME	Messebene
<i>min</i>	Minimal
NO _x	Stickoxide
<i>p</i>	Druckkraft
Pass	Passage
<i>rad</i>	Radial
Referenz	Referenzwert

Symbol*res**S**s**SS**t**turb**W***Bezeichnung**

Resultierend

Schaufel

Statisch

Saugseite

Total

Turbulent

Wandnähe

Mathematische Operatoren**Symbol** ∇ \approx $\hat{=}$ $()^T$ $\stackrel{!}{=}$ d/dx $\partial/\partial x$ \bar{x} \hat{x} $|x|$ $<$ **Bezeichnung**

Nabla Operator

Ungefähr gleich

Entspricht

Transponiert

Muss gleich sein

Differential

Partielles Differential

Mittelwert von x

Dimensionsloses x

Betrag von x

Kleiner als

Abbildungsverzeichnis

1.1. Patentzeichnung der Apparatur von John Barber (nach Meher [71]) .	2
1.2. Schema einer modernen Ringbrennkammer (nach Donnerhack [24])	5
1.3. Entstehung von Schadstoffen bei unterschiedlichen Verbrennungstemperaturen (nach Hennecke und Wörrlein [41])	6
1.4. Schema einer Magerbrennkammer (nach Donnerhack [24])	7
3.1. Entstehung des Hufeisenwirbels (nach Thaler et al. [94])	20
3.2. Entstehung des Eckwirbels (nach Thaler et al. [94])	21
3.3. Finites Volumenelement entlang einer gekrümmten Stromröhre . . .	22
3.4. Druckfeld innerhalb eines ebenen gekrümmten Kanals	24
3.5. Entstehung des Passagenwirbels (nach Thaler et al. [94])	25
3.6. Entstehung des Hinterkantenwirbels (nach Niehuis et al. [73]) . . .	25
3.7. Wirbelmodell nach Kawai et al. [54]	26
3.8. Statisches Druckfeld in einem Kaskadengehäuse auf 50% Kanalhöhe (nach [31])	32
3.9. Geschwindigkeit eines Punktes in zylindrischen Koordinaten	36
3.10. Verteilung Tangentialgeschwindigkeiten für verschiedene Wirbelmodelle	40
3.11. Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur (aus Lerch [64]) . . .	46
3.12. Kühlsystem eines modernen Hochdruckturbinenstators (nach [1]) . .	48
3.13. Wirbelstrukturen bei der Einblasung von Kühlluft in eine Hauptströmung aus einem Einzelloch (nach Dückershoff [25])	49
4.1. Gesamtansicht des Kaskadenwindkanals (nach [31])	58
4.2. Messstrecke des Kaskadenprüfstands (nach [31])	59
4.3. Aufbau des Movable Block Swirl Generators (nach [31])	60
4.4. Schematische Darstellung der Messstrecken (nach [31])	61
4.5. Untersuchtes Schaufelmodell mit Filmkühlbohrungen (nach [31]) . .	63
4.6. Koordinatensystem der Schaufel (nach [31])	64
4.7. Schematische Darstellung des Sekundärluftsystems (nach [31]) . . .	66
5.1. Messstrecke mit betrachteten Messebenen	70

5.2. Vermessung des Strömungsfeldes des Brennkammersimulators mittels Planar-PIV (nach [31])	73
5.3. Messebenen zur Bestimmung der Drallzahl S (nach [31])	74
5.4. Bestimmung des Strömungsfeldes im Eintrittsbereich der Schaufelkaskade mittels Stereo-PIV	75
5.5. Messebenen ME_{pass} 1-4 im Bereich der Schaufelkaskade	76
5.6. Messebenen der Drucksonden (nach [31])	77
5.7. Kielsonde für Totaldruckmessungen (nach [31])	80
5.8. Instrumentierte Kaskadenschaukel für die Vermessung bei axialer Hauptströmung (nach [31])	82
5.9. Segmentierte Druckmessschaukel	84
5.10. Zusammenfassung der Messmatrix (nach [31])	88
6.1. Inzidenzen an der Schaufelvorderkante	90
6.2. CFD Rechengebiet zur Untersuchung der Periodizität in der Messstrecke	91
6.3. Statischer Druck p_s in der unmodifizierten (links) und der modifizierten (rechts) Messstrecke	92
6.4. Messstrecke mit Strömungskörpern	92
6.5. p_s in y -Richtung in Messebene ME_1	93
6.6. Betrachtung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME_2 bei einer axialen Zuströmung	94
6.7. Strömungsfeld der Drallerzeuger bei verschiedenen Verdrehwinkeln λ (Planar-PIV Messungen) (nach [31])	99
6.8. Größe des zentralen Rezirkulationsgebiets bei verschiedenen Verdrehwinkeln λ	101
6.9. Gemessene Drallzahlen S am Drallerzeugeraustritt (nach [31])	102
6.10. Vermessung der Zuströmung des Schaufelgitters an ME_1 (nach [31])	103
6.11. Totaldruckverteilung $p_t/p_{t,av}$ bei einer verdrallten Hauptströmung ($D/H = 1,75$) (nach [31])	106
6.12. Totaldruckverteilung $p_t/p_{t,av}$ bei einer verdrallten Hauptströmung ($D/H = 2,5$) (nach [31])	107
6.13. Quergemittelter Totaldruck $p_t/p_{t,av}$ (nach [31])	108
6.14. Betrachtung der Strömung in Messebene $ME_{\text{pass}1}$ bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$	111
6.15. Betrachtung der Strömung in Messebene $ME_{\text{pass}2}$ bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$	112
6.16. Horizontaler Strömungswinkel α in $ME_{\text{pass}2}$	113
6.17. Betrachtung der Strömung in Messebene $ME_{\text{pass}4}$ bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$	114

6.18. Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $S = 0,8$ und $D/H = 1,75$	116
6.19. Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $S = 0,8$ und einer Variation von D	121
6.20. Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $D/H = 2,5$ und einer Variation von S	123
6.21. Betrachtung der Wirbel in der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $D/H = 2,5$ und einer Variation von S	124
6.22. Verlustbetrachtung des Schaufelgitters (nach [31])	126
6.23. AKE der Strömung in ME1 und ME2 bei variabler Drallzahl S	129
6.24. C_p Verteilung auf der Kaskadenschaufel 3 bei $z/H = 0,5$ und axialer Zuströmung (nach [31])	131
6.25. Druckverteilung an der Oberfläche der Kaskadenschaufel 3 bei axialer Zuströmung (links) und verdrallter Zuströmung (rechts)	132
6.26. Gemittelte Druckverteilung an der Oberfläche der Kaskadenschaufel 3 bei axialer und verdrallter Zuströmung	134
6.27. Kühlfilm der mittleren Kaskadenschaufel bei axialer Hauptströmung (Filmkühlkonfiguration FC1)	136
6.28. Kühlfilm der mittleren Kaskadenschaufel bei axialer Zuströmung (links) und verdrallter Zuströmung (rechts) (Filmkühlkonfiguration FC1)	137
6.29. η_{ad} auf DS (links) und SS (rechts) für $S = 0,8$; $D/H = 1,75$; $M = 1,0$ (FC1) (nach [31])	138
6.30. η_{ad} auf DS (links) und SS (rechts) für $S = 0,8$; $D/H = 1,75$; $M = 1,0$ (FC2) (nach [31])	140
6.31. Kühlfilmbedeckung auf DS (links) und SS (rechts) bei verschiedenen Ausblaseraten M ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$) (nach [31])	141
6.32. Schema zur segmentweisen Mittelung der adiabaten Filmkühleffektivität	142
6.33. Globale Mittelungsschemata der adiabaten Filmkühleffektivität	143
6.34. Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$) (nach [31])	144
6.35. Global gemittelte $\eta_{ad,av,global}$ für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$)	146
6.36. Global gemittelte $\eta_{ad,av,global}$ ($s/d = 0$ bis $s/d = 2,5$) für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$)	147
6.37. Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Distanzen D für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $M = 1,0$) (nach [31])	148

6.38. Global gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Distanzen D für FC1 und FC2 ($S = 0,8; M = 1,0$)	149
6.39. Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Drallzahlen S für FC1 und FC2 ($D/H = 1,75; M = 1,0$) (nach [31])	151
6.40. Global gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Drallzahlen S für FC1 und FC2 ($D/H = 1,75; M = 1,0$)	152
6.41. Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für axiale und verdrehte Hauptströmung für FC1 und FC2 (nach [31])	154
7.1. Gewonnene Messergebnisse	158
7.2. Strömungen in den Passagen des Schaufelgitters bei verdrehter Zu- strömung	159
7.3. Strömungen in dem Schaufelgitter	160
7.4. Wirbel in einem Schaufelgitters bei stark verdrehter Hauptströmung	161
A.1. Messeinrichtung zur Vermessung der lokalen Ausblaserate M_{lokal} (nach [31])	178
A.2. Lokale Ausblaserate M_{lokal} bei globaler Ausblaserate $M = 1,0$ (druck- seitige Filmkühlbohrungsreihe) (nach [31])	180
A.3. Verteilung der gemittelten lokalen Ausblaserate $\overline{M_{lokal}}$ bei einer glo- balen Ausblaserate M der druckseitigen Filmkühlbohrungen (nach [31])	181
A.4. Messstrecke des Kaskadenprüfstands mit PIV-System	182
A.5. Kaskadenprüfstand mit PIV-System	182
A.6. Die Schaufelkaskade	183
A.7. Kaskadenschaukel mit Filmkühlbohrungen	183
A.8. Das Sekundärluftsystem (Ansicht: Stromauf)	184
A.9. Das Sekundärluftsystem (Ansicht: Stromab)	184
A.10. Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{Pass1}	186
A.11. Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{Pass2}	187
A.12. Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{Pass3}	188
A.13. Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{Pass4}	189
A.14. Betrachtung der Strömung in Messebene ME_{Pass3} bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$	190
A.15. Identifikation des Wirbels VR2 durch Nachführung der Fünflochsonde um deren z -Achse	191

Tabellenverzeichnis

5.1. Übersicht der Messebenen im Kaskadenprüfstand	70
5.2. Übersicht der geometrischen Größen	71
5.3. Position der Passagen-Messebenen	76
6.1. Verwendete Verdrehwinkel λ des MBSG	101
A.1. Genauigkeit der aufgenommenen Messgrößen	192
A.2. Größen zur Berechnung der Reynolds-Zahl Re	193



1 Einleitung

Hinter der modernen Gasturbine als thermische Fluidmaschine zur effizienten Erzeugung von mechanischer Arbeit steht eine Idee, die bereits im 18. Jahrhundert entwickelt wurde. Im Jahre 1791 hat John Barber, ein Erfinder aus England, ein Patent angemeldet, in welchem bereits der heute verwendete Kreisprozess einer Gasturbine beschrieben wird. Dieses Patent [6] beschreibt eine Apparatur, die mit aus Kohle gewonnenem Gas betrieben wird. Das Brenngas und die zur späteren Reaktion benötigte Luft werden in getrennten Kolben verdichtet und anschließend in eine Brennkammer geleitet. Das entstehende Gasgemisch wird gezündet und gegen die Schaufeln eines Laufrades geleitet, welches über ein Kettengetriebe die beiden genannten Kolben für den Verdichtungstakt antreibt. Die Konstruktion von Barber ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Mit der zu dem Zeitpunkt zur Verfügung stehenden Technologie gelang es Barber jedoch nicht, einen funktionstüchtigen Prototypen seiner Erfindung zu bauen.

Über 80 Jahre später meldete der deutsche Erfinder Franz Stolze im Jahre 1897 ein Patent an, in welchem ein Konzept beschrieben wurde, das sämtliche Komponenten enthält, die heutzutage in einer modernen Gasturbine vorzufinden sind: einen axialen, mehrstufigen Verdichter, eine Brennkammer und eine mehrstufige Axialturbine. Nach der Erteilung des Patents begann Stolze mit dem Aufbau eines Prototypen, der 1904 in Weißensee bei Berlin fertig gestellt wurde. Die Turbine arbeitete bereits mit Luftvorwärmung und einer Brennkammer, in welcher Anthrazit als Brennstoff verwendet wurde. Das Verdichterdruckverhältnis betrug 2,5 und die Turbineneintrittstemperatur erreichte 400 °C. Die Anlage erzeugte jedoch keine Nutzleistung, da aufgrund des schlechten Komponentenwirkungsgrades des Verdichters dieser mehr Leistung benötigte, als die Turbine bereitstellen konnte.

Parallel zu Stolze arbeitete der norwegische Ingenieur Jens William Ægidius Elling 1903 ebenfalls an der Entwicklung einer Gasturbine. Ihm gelang es, einen Verdichter zu entwickeln, dessen Wirkungsgrad groß genug war, dass der Gasturbine eine Wellenleistung von insgesamt 11PS entnommen werden konnte. Zum ersten Mal konnte also eine Gasturbine als Kraftmaschine genutzt werden. Der Wirkungsgrad war jedoch als ungenügend einzustufen ($\eta = 3\%$ bis 5%).

Der Wirkungsgrad der Maschine konnte durch neue Technologien und Konzepte im Laufe der folgenden Jahre verbessert werden, bis im Jahr 1939 die erste kom-

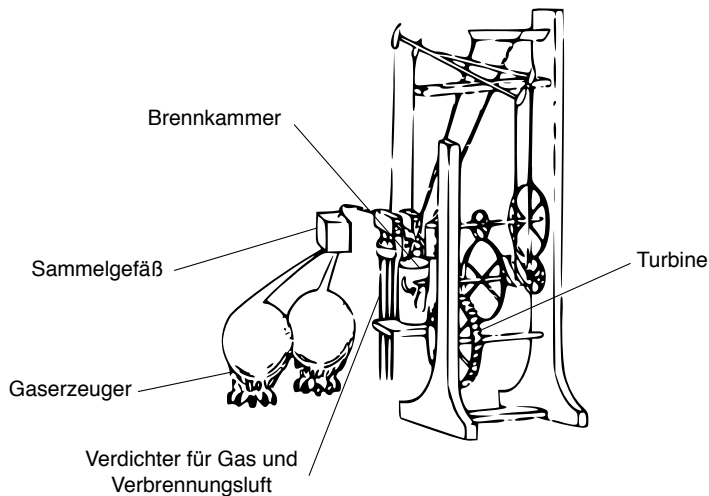


Abbildung 1.1.: Patentzeichnung der Apparatur von John Barber (nach Meher [71])

merzielle stationäre Gasturbine zur Energieversorgung in Neuchâtel in der Schweiz in Betrieb ging. Die Gasturbine hatte eine Leistung von 4 MW und wurde von dem Schweizer Unternehmen Brown, Boveri & Cie. (BBC) unter der Leitung von A. Meyer entwickelt und gebaut [3].

Die Gasturbine hielt ebenfalls Einzug in den Flugzeugbau als neuartiges und besonders leistungsfähiges Antriebskonzept. Die Pionierarbeiten von F. Whittle (erstes angemeldetes Patent 1930, Erprobung der Gasturbine 1937) und H. J. von Ohain (erstes angemeldetes Patent 1935, Erprobung der Gasturbine 1937) sind vor allem auf diesem Gebiet zu nennen. Beide arbeiteten unabhängig voneinander zeitgleich an der Verwendung der Gasturbine als Flugantrieb.

Einen ausführlichen Überblick über die Entwicklung der Gasturbine, welcher unter anderem die hier genannten Informationen enthält, gibt Meher-Homji [71].

Auch im Bereich der stationären Energieversorgung machte die Gasturbine große Fortschritte. Das Unternehmen General Electric Company (GE) nahm im Jahre 1949 die erste stationäre Gasturbine für das Verbundkraftwerk Belle Isle in Betrieb. Die eingesetzte Gasturbine hatte eine Leistung von 3,5 MW. Hierbei wurden bereits die Abgase der Gasturbine für die Vorwärmung einer konventionellen Dampfkraftanlage genutzt, ein Konzept, welches bis heute bei kombinierten Gas- und Dampfturbinen-Kraftwerken Verwendung findet, um einen möglichst großen Wirkungsgrad der

Anlage zu erreichen. Derzeit können auf diese Weise thermische Wirkungsgrade von bis zu 60% erreicht werden (Lechner und Seume [63]). Parallel zu den Entwicklungen im Bereich der Energieerzeugung wurden ebenfalls in der Luftfahrt große Fortschritte im Hinblick auf die Effizienz der Fluggasturbinen gemacht. Neue Werkstofftechnologien, fortschrittliche Kühlsysteme und ein immer umfassenderes Verständnis der aerodynamischen Vorgänge innerhalb der Maschine trugen dazu bei, die erreichbaren Wirkungsgrade stetig anzuheben.

Es ist zu erwarten, dass aufgrund von neuen Technologien und Erkenntnissen auch in Zukunft noch weitere Anstiege der Wirkungsgrade der Einzelkomponenten erreicht werden können. Es wird jedoch aufgrund des bereits bestehenden hohen Entwicklungsgrades der Einzelkomponenten immer aufwändiger, diese Steigerung zu erreichen. Aus diesem Grund müssen also neben einer Weiterentwicklung der einzelnen Bestandteile andere Wege gefunden werden, um die Effizienz der Gasturbine als Gesamtsystem zu verbessern.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Das Verbundprogramm COORETEC-turbo, in welchem die im Folgenden beschriebene Arbeit eingebettet ist, hat das Ziel, die Kohlendioxid-Emissionen (CO_2) von modernen Kraftwerksprozessen zu reduzieren. Dies soll unter anderem dadurch erfolgen, dass CO_2 nach dessen Entstehung durch einen Verbrennungsprozess in geeigneten Lagerstätten langfristig gespeichert werden soll. Der energetische Aufwand für eine solche Speicherung beträgt hierbei jedoch etwa 10% der eingesetzten Primärenergie, was den Gesamtwirkungsgrad einer solchen Anlage senken würde (Schiffer [84]). Diese Einbuße an Wirkungsgrad muss durch eine höhere Effizienz der einzelnen eingesetzten Komponenten und ihrer optimalen Integration in den Gesamtprozess aufgefangen werden.

Hierfür existieren verschiedene Möglichkeiten, von denen im Folgenden zwei beschrieben werden. Die thermische Belastung von bestimmten Komponenten einer Gasturbine, allen voran die Brennkammer und die Hochdruckturbine, ist so groß, dass diese mit nicht unerheblichen Mengen von Kühlluft geschützt werden muss. Diese Kühlluft wird dem Verdichter entnommen und deren Menge beläuft sich bei modernen Gasturbinen auf über 20% des gesamten Arbeitsmediums. Diese für die Kühlung und für die Abdichtung verwendete Luft geht dem Kreisprozess verloren und sorgt bei der Einbringung für zusätzliche Verluste. Dies führt unmittelbar zu einer Reduktion des Gesamtwirkungsgrades. Eine Minimierung des Kühlluftbedarfs ist somit anzustreben um eine höhere Effizienz des Gesamtprozesses zu erreichen.

Die Bildung und Aufbereitung des Brennstoff-Luft-Gemisches in der Brennkammer trägt ebenfalls maßgeblich zu der Effizienz einer Gasturbine bei. Die Forderungen an eine Brennkammer sind hierbei ein hoher Ausbrandgrad und eine hohe Stabilität der Flamme bei einem möglichst geringen Bauteilgewicht. Hierzu muss ein homogenes Gemisch aus dem Brennstoff und der Verbrennungsluft in einem möglichst kleinen Raum gebildet werden. Um diese Forderungen zu erreichen, werden in Gasturbinen seit dem Beginn deren Entwicklung häufig Drallbrenner verwendet. Diese prägen dem Fluid bei dem Durchströmen eine Drallkomponente auf. Ein Beispiel hierfür findet sich bereits in der Brennkammer des Flugtriebwerks Junkers Jumo 004, dem ersten serienreifen Strahltriebwerk, welches erstmals gegen Ende 1940 in Betrieb genommen wurde. Das grundsätzliche Konzept, die Gemischbildung in der Brennkammer mittels Drallbrenner umzusetzen wurde bis in die Gegenwart beibehalten.

Abbildung 1.2 zeigt die Schnittansicht einer modernen Ringbrennkammer. In dieser wird das Brennstoff-Luft-Gemisch über die über den Umfang der Brennkammer verteilten Drallbrenner in den Brennraum eingebracht. Der Anteil der Verbrennungsluft, welche über diese Drallbrenner eingebracht wird, beträgt 20% bis 30% der von dem Verdichter kommenden Luft. Der starke Drall, welcher dem Gemisch durch den Drallbrenner aufgeprägt wird, ermöglicht aufgrund der Bildung einer sogenannten Rezirkulationszone eine stabile Verbrennung und trägt zu einem hohen Ausbrandgrad bei. In der Rezirkulationszone strömt wegen den dort vorherrschenden Druckgradienten Fluid zurück in Richtung des Drallbrenners. Hierbei werden noch unverbrannte Kohlenwasserstoffe wieder in den Bereich der Flamme transportiert und können dadurch an der Verbrennung teilnehmen. Stromab der Rezirkulationszone findet eine Vermischung mit Sekundärluft aus dem Verdichter statt. Diese tritt durch Bohrungen, die in den Brennkammerwänden in Umfangsrichtung angeordnet sind, in den Brennraum ein. Hierbei wird zwischen Kühlluftbohrungen und Verdünnungsluftbohrungen (Dilution Holes) unterschieden. Die Sekundärluft trägt durch die Nachreaktion von zu diesem Zeitpunkt noch unverbranntem Brennstoff ebenfalls zu dem gewünschten hohen Ausbrandgrad bei. Weiterhin wird durch die Zugabe von Sekundärluft das gewünschte Temperaturprofil am Austritt der Brennkammer eingestellt. Durch die eingebrachte Sekundärluft nimmt die Drallstärke ab, so dass am Austritt der Brennkammer von einer rein axialen Strömung ausgegangen werden kann.

Neben der Erhöhung der Effizienz wird ebenfalls die Senkung der Entstehung von Stickoxiden (NO_x) während eines Verbrennungsprozesses in einer Gasturbine angestrebt, da diese für die Umwelt schädlich sind. Als Beispiele können ihr Beitrag zur Entstehung von saurem Regen und ihr Anteil am Treibhauseffekt aufgeführt

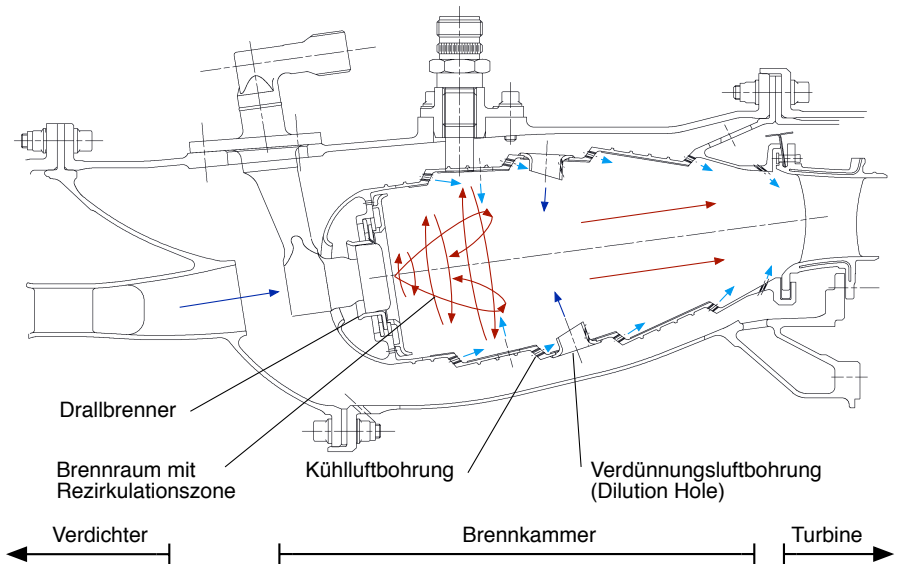


Abbildung 1.2.: Schema einer modernen Ringbrennkammer (nach Donnerhack [24])

werden. Ein möglicher Weg, die Menge des entstehenden NO_x zu senken, ist die Reduktion der Brennraumtemperatur, da bei niedrigen Temperaturen die NO_x -Entstehung reduziert wird (siehe Abbildung 1.3). Diese Reduzierung kann durch den Einsatz der Magerverbrennung in der Brennkammer umgesetzt werden. Hierbei findet die Verbrennung bei einem deutlichen Luftüberschuss statt. Als Folge daraus sinkt die Brennraumtemperatur in der Brennkammer und somit auch die Menge des emittierten NO_x .

Bei der Magerverbrennung wird ein sehr großer Teil des gesamten Volumenstroms in der Gasturbine durch die Dralldüsen in die Brennkammer eingebracht. Auf diese Weise kann der gewünschte Luftüberschuss im Brennraum erreicht werden. Ebenfalls kann auf diese Weise eine effektive Zerstäubung des Brennstoffes und eine homogene Durchmischung mit der Verbrennungsluft erreicht werden.

Das Einbringen von Sekundärluft durch Bohrungen in den Brennkammerwänden, wie es bei konventionellen Brennkammerkonzepten vorkommt, existiert bei der Magerverbrennung nicht. Somit wird der Drall der Strömung nicht abgeschwächt, was unter anderem von Findeisen [29] gezeigt wurde. Weiterhin zeichnen sich Magerbrennkammern durch eine kurze Baulänge aus. Diese Faktoren führen dazu, dass am Austritt einer Magerbrennkammer eine stark verdrehte Strömung vor-

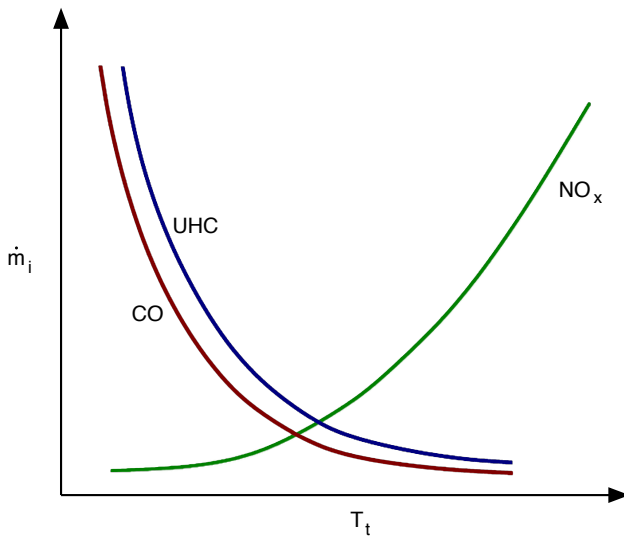


Abbildung 1.3.: Entstehung von Schadstoffen bei unterschiedlichen Verbrennungstemperaturen (nach Hennecke und Wörrlein [41])

liegt. Die in einer Magerbrennkammer auftretende Drallströmung ist in Abbildung 1.4 schematisch dargestellt. Diese Strömung bildet die Eintrittsbedingung für die stromab folgende erste Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine und muss somit bei der Auslegung der Schaufeln beachtet werden. Dies gilt sowohl für die Aerodynamik als auch für die Filmkühlung im Statorring der Hochdruckturbine.

Durch die Kenntnis und die Berücksichtigung der Einflüsse der drallbehafteten Brennkammerströmung in der Auslegungsphase der Gasturbine können deren Kühlsysteme entsprechend optimiert und die benötigte Kühlluftmenge minimiert werden. Die Optimierung des Kühlsystems der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine hat in der Entwicklung eine besondere Priorität, da an dieser Stelle aufgrund der dort vorherrschenden Temperaturen mehr als die Hälfte der gesamten Kühlluft verbraucht wird. Deshalb liegt bei dieser Komponente ein sehr großes Einsparungspotential für die Kühlluft vor.

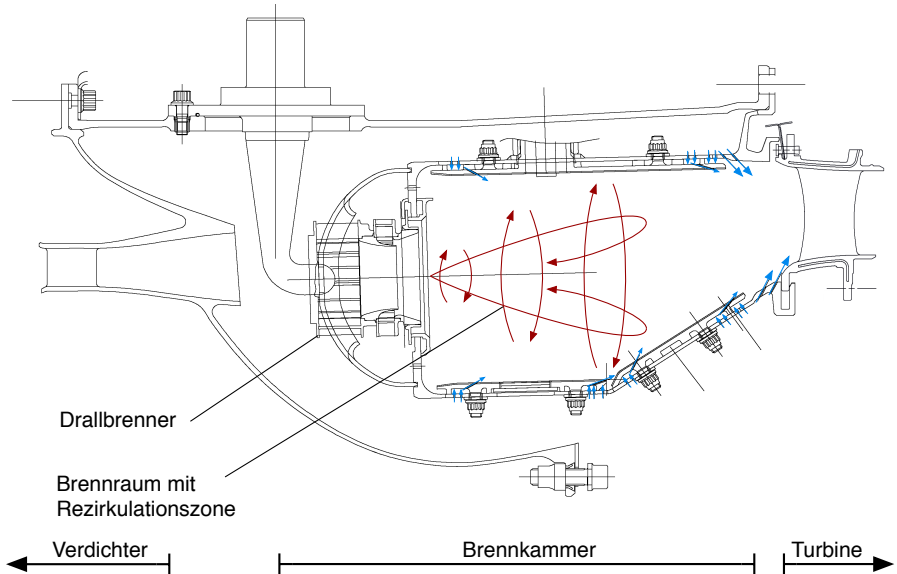


Abbildung 1.4.: Schema einer Magerbrennkammer (nach Donnerhack [24])

1.2 Beschreibung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Interaktion von zwei Kernkomponenten einer Gasturbine. Diese sind die Brennkammer und die stromab folgende Hochdruckturbine. Die Arbeit gliedert sich in zwei Teile. Der erste Teil beschäftigt sich mit den aerodynamischen Wechselwirkungen zwischen der stark verdrallten Austrittsströmung der Brennkammer und der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine. Hierbei werden die Verlustmechanismen im Hochdruckturbinenstator unter dem Einfluss der stark verdrallten Zuströmung bei verschiedenen Drallstärken sowie verschiedenen Distanzen zwischen der Drallerzeugung und den Statorschaufeln untersucht. Weiterhin werden die Auswirkungen einer verdrallten Zuströmung auf die Sekundärströmung in den Statorpassagen betrachtet. Im zweiten Teil der Arbeit wird das Verhalten des Kühlfilmes auf den Statorschaufeln unter dem Einfluss der komplexen Drallströmung analysiert. Mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse soll eine Wissensgrundlage geschaffen werden, um die Auswirkungen des Brennkammerdralls auf die Hochdruckturbine beurteilen zu können.



2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die bisher gewonnenen Erkenntnisse auf dem Gebiet der Interaktion zwischen der Brennkammer und der Turbine wiedergegeben.

2.1 Interaktionen zwischen Brennkammer und Turbine

Ein Weg, die Effizienz der Gasturbine zu verbessern, besteht in der Beachtung der Auswirkungen der Interaktionen zwischen der Brennkammer und der stromab folgenden Hochdruckturbine (Bunker [16]). Die bisher durchgeführten Forschungsvorhaben auf dem Gebiet des Zusammenwirkens zwischen der Brennkammer und der Turbine lassen sich in vier Bereiche unterteilen. Diese sind folgende:

- Auswirkungen von Druck- und Temperaturprofilen der Austrittsströmung der Brennkammer
- Einfluss des Turbulenzgrades der Austrittsströmung der Brennkammer
- Auswirkungen von Heißgasstrahlen aus der Brennkammer
- Einflüsse von Drallströmungen auf die Turbine

Bei den ersten drei Themengebieten wird in der Regel kein diskreter Drall als Geschwindigkeitsprofil verwendet. Das letzte Themengebiet beschäftigt sich damit, welche Interaktionen zwischen der Brennkammer und der Hochdruckturbine bestehen, wenn ein stark verdrahtes Geschwindigkeitsprofil an der Schnittstelle zwischen der Brennkammer und der Hochdruckturbine vorliegt.

2.1.1 Auswirkungen von Druck- und Temperaturprofilen der Brennkammeraustrittsströmung

Eine der ersten Untersuchungen, welche indirekt das Zusammenwirken von Brennkammer und Turbine betrifft, wurden von Munk und Prim durchgeführt [72]. Es wird gezeigt, dass eine Strömung mit einem konstanten, gradientenfreien Totaldruckprofil keine Änderung der Stromlinien herbei führt. Dies bedeutet, dass eine Zuströmung mit einem konstanten Totaldruckprofil ohne Grenzschicht am Eintritt

einer Statorreihe zu keiner Ausbildung der Passagenwirbel führt. Die Strömung innerhalb der Passage einer Schaufelreihe ist also sehr stark von der Beschaffenheit der Zuströmung abhängig. Es zeigt sich hier bereits die Notwendigkeit, das Eintrittsprofil der Strömung in die Turbine bei deren Auslegung und Untersuchung zu berücksichtigen. Die Untersuchungen von Munk und Prim waren ausschließlich theoretischer Natur.

Eine weitere Untersuchung dieses Einflusses wurde von Hermanson und Thole numerisch durchgeführt [42]. Es wird gezeigt, dass die Sekundärströmung innerhalb einer Passage der Statorreihe von dem Totaldruckprofil der Zuströmung abhängig ist. Weiterhin wird gezeigt, dass neben den Wirbeln des idealisierten Sekundärströmungsmodells (Langston et al. [62] und Langston [61]) bei Totaldruckeintrittsprofilen, welche eine Überhöhung im Bereich der Endwände aufweisen, weitere Wirbel auftreten können. Die entstehenden Wirbel weisen gegenüber den Passagenwirbeln eine entgegen gerichtete Drehrichtungen auf.

In der Low Speed Wind Tunnel Facility (LSWTF) der Virginia Polytechnic Institute and State University wurden eine Reihe von Untersuchungen bezüglich des Einflusses von Druck- und Temperaturprofilen der Brennkammeraustrittsströmung auf die stromab folgende Turbine durchgeführt. Die LSWTF ist ein geschlossener Windkanal mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten. Barringer et al. [7] beschreiben die Integration eines Brennkammersimulators in die LSWTF. Dieser beinhaltet Kühlluftbohrungen und *Dilution Holes* sowie einen Schlitz zwischen dem Brennkammersimulator und der Kaskadensektion des Windkanals. Im Brennkammersimulator findet keine Verbrennungsreaktion statt. Der Aufbau der Kaskadensektion des Windkanals, bestehend aus einer hochskalierten Turbinenstatorkaskade mit zwei Passagen, wird von Radomsky und Thole [81] gezeigt. Ziel der Untersuchungen ist es, die Auswirkungen realitätsnaher Totaldruckeintrittsprofile auf die Aerodynamik der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine zu untersuchen. Es wird die These aufgestellt, dass in einer realen Turbine das Totaldruckeintrittsprofil von einer bauchigen Kanalströmung mit klassischer, turbulenter Grenzschicht (siehe Langston et al. [62] und Langston [61]) abweicht, was Auswirkungen auf die Ausbildung des Passagenwirbels und des Hufeisenwirbels hat. Es werden unterschiedliche Eintrittsprofile gezeigt, welche unter anderem eine Überhöhung des Totaldrucks im Wandbereich aufweisen, was aufgrund der Einblasung von Sekundärluft durch *Dilution Holes* und Kühlluftbohrungen in der Brennkammerwand zustande kommt (siehe auch Abbildung 1.2). Ein Zusammenwirken mit einer Statorbeschaufelung wird nicht gezeigt.

Hermanson und Thole [43] zeigen die Resultate von CFD Rechnungen mit verschiedenen Geschwindigkeitsprofilen sowie Temperaturprofilen am Eintritt einer aus

Statorprofilen bestehenden Kaskade. Es zeigt sich eine Ausbildung unterschiedlicher Wirbelgefüge je nach Totaldruckeintrittsprofil. Eine Änderung des Temperaturprofils am Eintritt der Statorreihe bringt jedoch keine Änderung der Wirbelsysteme mit sich. Eine Untersuchung von in Umfangsrichtung variierenden Eintrittsprofilen führt zu unterschiedlichen Strömungsbildern in den einzelnen Passagen, was nicht periodische Bedingungen innerhalb der Leitschaufelreihe zur Folge hat. Ausgehend von den Ergebnissen wird die Wichtigkeit der Beachtung von realitätsnahen Eintrittsbedingungen für die Turbine bei der Auslegung derselben betont.

Colban et al. [21] beschreiben die Untersuchung der adiabaten Wandtemperatur im Plattformbereich der Kaskadensektion bei verschiedenen Totaldruckeintrittsprofilen an der LSWTF. Hierbei werden die Filmkühlbohrungen und Verdünnungsluftbohrungen in der Brennkammersimulatorwand verwendet, um die gewünschten Profile zu generieren. Weiterhin wird Sekundärluft über den bereits beschriebenen Spalt zwischen dem Brennkammersimulator und der Turbinenkaskade eingebracht. Das Ergebnis ist eine inhomogene Verteilung der adiabaten Filmkühleffektivität auf der Plattform. Des Weiteren wird bei einem Anheben des Sekundärluftvolumenstroms die Sekundärluft von der Endwand weg bewegt. Dies resultiert aus der stärkeren Überhöhung des Totaldrucks an den Wänden durch den erhöhten Volumenstrom und dem sich dadurch einstellenden Druckgradienten. Dies hat zur Folge, dass zwar eine größere Menge Sekundärluft eingebracht wird, die adiabate Filmkühleffektivität an der Endwand jedoch nicht im gleichen Maße ansteigt. Weiterhin wird die Temperatur der Sekundärluft, welche aus dem Spalt ausgeblasen wird, aufgrund von Heißgaseintritt in den Spalt durch eine Rezirkulation angehoben.

Colban et al. [20] zeigen die Ergebnisse von Strömungsfeldvermessungen in der Passage der Kaskadensektion der LSWTF. Während das Strömungsfeld unter dem Einfluss einer zweidimensionalen turbulenten Grenzschicht im Eintritt der Kaskade die idealisierte Struktur (Hufeisenwirbel, Passagenwirbel, siehe Kapitel 3.1.1) aufweist, so verändert sich das Strömungsfeld bei einem realitätsnäheren Eintrittsprofil. Dieses weist aufgrund der in der Brennkammer eingebrachten Sekundärluft durch Kühlbohrungen und *Dilution Holes* Überhöhungen im Totaldruck in den Bereichen der Wände auf. Diese Überhöhungen führen dazu, dass der saugseitige Ast des Hufeisenwirbels wesentlich kleiner wird und sich die Position des Passagenwirbels ändert. Darüber hinaus entsteht ein weiterer Wirbel zwischen der Kanalmitte und dem Passagenwirbel, welcher eine dem Passagenwirbel gegensinnige Drehrichtung aufweist, und somit den bereits von Hermanson und Thole [42] numerisch gezeigten Wirbel bestätigt. Die Entstehung des Wirbels rührt aus der Druckdifferenz und dem dadurch entstehenden Druckgradient zwischen dem Totaldruck in der freien Strömung und dem durch die Sekundärluft erhöhten Totaldruck in Wandnähe.

Dieser Wirbel transportiert Fluid von der Plattform weg, was zu schlechter Kühlung der Plattform führt, da das Kühlmedium von dieser wegbewegt wird.

In Stitzel und Thole [92] werden numerische Untersuchungen an der Geometrie der LSWTF durchgeführt und mit den experimentellen Ergebnissen, welche in [21] und [20] gezeigt werden, verglichen.

Alle beschriebenen Untersuchungen kommen zu dem Schluss, dass eine Kenntnis der genauen Austrittsströmung aus der Brennkammer für die Auslegung der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine unumgänglich ist, da das Totaldruckprofil der Strömung am Eintritt des Stators massive Auswirkungen auf die Sekundärströmung in den Passagen hat und so auch direkt die Kühlung sowohl der Statorplattform als auch der Schaufeloberfläche beeinflusst.

Cardwell et al. [19], Lynch und Thole [69] sowie Knost et al. [58] beschäftigen sich mit den Auswirkungen der Sekundärluftausblasung aus dem Spalt zwischen der Brennkammer und der Turbine auf die Plattformkühlung der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine.

Cardwell et al. [19] untersuchen den Beitrag der Sekundärluft, welche aus dem oben beschriebenen Spalt ausgeblasen wird, auf die Kühlung der Plattform eines Modellturbinenstators. Bei den experimentellen Untersuchungen, die an der LSWTF durchgeführt wurden, wird die Breite des Spalts zwischen den beiden Modulen variiert, was die Ausdehnung des Materials bei Erwärmung der Gasturbine simulieren soll. Zusätzlich wird der Massenstrom der aus dem Spalt ausgeblasenen Sekundärluft variiert. Dabei wird die adiabate Effektivität der Kühlluft auf der Oberfläche der Plattform betrachtet. Es zeigt sich, dass bei einem größeren Massenstrom die lokale adiabate Filmkühleffektivität (siehe Kapitel 3.5.2) auf der Plattform ansteigt. Weiterhin wird gezeigt, dass das Impulsstromdichteverhältnis der Sekundärluft Auswirkungen auf die gekühlte Fläche der Plattform hat. Hierbei hat, bei gleichbleibendem Massenstrom, eine Reduzierung der Spaltbreite eine Vergleichmäßigung des Kühlluftausstoßes aus dem Spalt zur Folge. Bei einer Vergrößerung der Breite des Spalts wird ein gegenteiliger Effekt beobachtet. Es kommt zu einer Reduzierung der gekühlten Fläche auf der Endwand. Zusätzlich zeigen Lynch und Thole [69] die Auswirkungen von verschiedenen Abständen zwischen diesem Spalt und der Statorvorderkante auf die adiabaten Filmkühleffektivitäten der Plattform des Modellturbinenstators. Hierbei wird eine Vergleichmäßigung des Kühlfilmes im Bereich des Stators bei größerer Entfernung des Spalts zur Vorderkante festgestellt. Die Werte der adiabaten Filmkühleffektivität im Bereich der Passage nehmen hierbei jedoch ab, da es aufgrund der größeren Distanz zu einer stärkeren Ausmischung der Sekundärluft mit dem Hauptstrom kommt. Weiterhin werden die Auswirkungen

der komplexen Endwandströmung auf die Ausbreitung der Sekundärluft aus dem Spalt gezeigt.

Knost et al. [58] zeigen im Zuge von numerischen Untersuchungen eine Variation der Form und Position eines dreidimensionalen Spalts zwischen der Brennkammer und der Turbine. Hierbei werden unter anderem die Erkenntnisse von Cardwell et al. [19] und Lynch und Thole [69] verwendet und verschiedene sinusförmige Spaltgeometrien untersucht.

Die beschriebenen Ergebnisse von Colban et al. ([21], [20]) bilden die Grundlage für eine Reihe von Untersuchungen von Barringer et al. (siehe [8], [9], [10], [11] und [12]). Barringer et al. [8] beschreiben die Konstruktion eines Brennkammersimulators, welcher es ermöglicht, verschiedene radiale Totaltemperatur- und Totaldruckprofile am Eintritt eines Modellturbinenstators einzustellen. Für die Auslegung der zu erreichenden Profile werden unter anderem die Ergebnisse von Barringer et al. [7] verwendet. Der Brennkammersimulator ist mit verschiedenen Reihen von Sekundärluftbohrungen und *Dilution Holes* ausgestattet, um unterschiedliche radiale Totaldruckprofile zu generieren. Des Weiteren können die Temperaturen der Sekundärluftströme eingestellt werden, um verschiedene Temperaturprofile generieren zu können. Der Brennkammersimulator bietet darüber hinaus die Möglichkeit, den Turbulenzgrad der Hauptströmung einzustellen. Auf diese Weise können realitätsnahe Brennkammeraustrittsprofile generiert werden. Der beschriebene Brennkammersimulator wird an einem Druckspeicher-Windkanal mit einer ringförmigen Modellturbinenstatorreihe eingesetzt [8]. Die einstellbaren Austrittsprofile des Brennkammersimulators werden von Barringer et al. in [9] beschrieben. Auch bei diesen Messungen zeigt sich eine deutliche Überhöhung des Totaldrucks durch die eingebrachte Sekundärluft in der Austrittsebene des Brennkammersimulators in dem Bereich der Endwand.

Die Auswirkungen der radialen Totaldruckprofile und Totaltemperaturprofile werden in drei zusammenhängenden Veröffentlichungen von Barringer et al. dargestellt (siehe [10], [11], [12]). Die Messungen wurden an dem oben genannten Druckspeicher-Windkanal durchgeführt. Es wird festgestellt, dass das Totaldruckeintrittsprofil einer Statorreihe die treibende Kraft für die Art der Ausbildung der Sekundärströmung innerhalb der Passage des Stators ist. Es werden die Sekundärströmungen in der Statorpassage für drei unterschiedliche radiale Totaldruckprofile in der Zuströmung erläutert. Fall 1 beinhaltet ein gradientenfreies Totaldruckprofil in der Zuströmung ohne Abnahme des Totaldrucks im Wandbereich. Für diese Art der Zuströmung bildet sich in der Passage keine signifikante Sekundärströmung aus. Für den zweiten Fall einer Zuströmung mit turbulentem Grenzschichtprofil bildet sich die in der Literatur bekannte Sekundärströmung mit Passagenwirbeln

und Eckwirbeln aus. Im Fall 3 kommt es aufgrund des höheren Totaldrucks im Wandbereich, im Vergleich zu dem in der Kanalmitte, zusätzlich zu der Ausbildung des Passagenwirbels und des Eckwirbels zur Entstehung eines weiteren Wirbels, welcher eine dem Passagenwirbel entgegengesetzte Drehrichtung aufweist, wie dies auch bereits von Colban et al. [20] und Hermanson und Thole [42] beschrieben wurde. Es wird ausgesagt, dass dieses veränderte Wirbelgefüge Auswirkungen auf die Kühlung der Statorkomponenten hat, da aufgrund des zusätzlichen Wirbels Kühlluft von der Plattform in Richtung der Kanalmitte transportiert wird und im Gegenzug Fluid aus dem Bereich der Kanalmitte hin zur Endwand transportiert wird.

Barringer et al. [10] untersuchen die Auswirkungen von verschiedenen Eintrittsprofilen (aus [9]) auf den Wärmeübergang entlang der Endwand einer Statorbeschaufelung einer Hochdruckturbine. Es wird beschrieben, dass ein Eintrittsprofil mit einer turbulenten Grenzschicht einen größeren Wärmeübergang an der Endwand im Eintritts- und Austrittsbereich der Passage zur Folge hat, als ein Eintrittsprofil mit überhöhtem Totaldruck im Bereich der Endwände.

Barringer et al. [11] beschäftigen sich mit den Einflüssen verschiedener Totaldruck- und Totaltemperatureintrittsprofile (aus [9]) auf die Schaufelbelastung und den Wärmeübergang einer Statorschaufel. Es zeigt sich bei der Betrachtung der Schaufelbelastung anhand der statischen Drücke an der Oberfläche der Schaufel, dass die größte Änderung der Schaufelbelastung im Schaufelspitzenbereich auf der Saugseite vorzufinden ist. Die Schaufelmitte sowie die gesamte Druckseite bleiben während der Variationen der Eintrittsprofile weitgehend unverändert. Die höhere Belastung auf der Saugseite wird auf Fluid mit höherer kinetischer Energie in diesem Bereich zurückgeführt.

Barringer et al. [12] diskutieren die Austrittsprofile aus einem Stator bei verschiedenen Totaldruck- und Totaltemperatureintrittsprofilen (aus [9]). Hierbei wird gezeigt, dass es bei steigender Überhöhung der Totaldruckmaxima des Eintrittsprofils im Wandbereich zu einer Zunahme der Verluste bei dem Durchströmen der Statorpassage kommt. Dies wird auf ein Anwachsen der Wirbelstärke der Sekundärströmung zurückgeführt. Weiterhin haben die verschiedenen Eintrittsprofile Auswirkungen auf die Abströmwinkel an der Schaufelhinterkante.

Es zeigt sich also, dass Geschwindigkeits- und Totaldruckprofile einen großen Einfluss auf die adiabate Filmkühleffektivität und die Sekundärströmung haben. Dies ist selbst bei einer rein axialen Eintrittsströmung in die Turbine der Fall.

2.1.2 Einfluss des Turbulenzgrades der Brennkammeraustrittsströmung

Krishnamoorthy et al. [60] untersuchen die Auswirkungen der turbulenten Brennkammeraustrittsströmung auf eine Statorcascade. Die Ergebnisse zeigen eine Abnahme der Filmkühleffektivität auf der Schaufeloberfläche von bis zu 10% unter dem Einfluss einer stark turbulenten Zuströmung.

Cameron et al. [18] betrachten eine Brennkammer mit einer Primärzone und einer Mischluftzone (ähnlich Abbildung 1.2). Es wird die Strömung in dieser bei einer stattfindenden Verbrennung einer inerten Strömung gegenübergestellt. Im Vergleich der beiden Fälle zeigen die Ergebnisse große Unterschiede im Strömungsfeld stromauf der Primärzone im Bereich der Brenner. Es wird beschrieben, dass der ohne Verbrennungsreaktion auftretende starke Drall durch die Verbrennung abgeschwächt wird, was unter anderem auf die unterschiedliche Turbulenz und somit auf die Durchmischung zurückgeführt werden kann. Durch den Einsatz von *Dilution Holes* wird der Drall im Verlauf der Brennkammer nahezu aufgezehrt. Am Austritt einer Brennkammer mit Primärzone und Mischluftzone ist das Strömungsfeld mit stattfindender Reaktion und eingesetzten Drallbrennern mit der ohne Reaktion und ohne Drall nahezu identisch.

Dieses ist jedoch bei dem Einsatz einer Magerbrennkammer ohne Primärzone und Mischluftzone nicht mehr zwingend gegeben. Der abschwächende Einfluss der Kühlluftbohrungen und *Dilution Holes* auf die Wirbelstärke der Drallströmung in der Brennkammer, der z.B. von Findeisen in [29] beschrieben wird, kommt nicht mehr zum Tragen, und eine rein axiale Zuströmung auf die erste Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine kann nicht mehr angenommen werden. Die Auswirkungen von Turbulenzgrad und der fehlenden Durchmischung auf die Aerodynamik und Kühlung der Turbine sind weitestgehend unbekannt.

2.1.3 Auswirkungen von Heißgasstrahlen aus der Brennkammer

Ein weiterer Bereich der Forschung auf dem Gebiet der Interaktionen zwischen der Brennkammer und der Turbine beschäftigt sich mit den Auswirkungen von Heißgasstrahlen auf die Aerodynamik, die Temperaturverteilung und die Filmkühlung der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine. Heißgasstrahlen sind hierbei Gebiete mit hoher Temperatur, die durch die Brenner entstehen.

Untersuchungen zu diesem Thema wurden unter anderem von Varadarajan und Bogard [96] durchgeführt. Der Effekt von Heißgasstrahlen auf die adiabate Filmkühleffektivität wird dort betrachtet.

Polanka [76] beschreibt den Aufbau eines Windkanals mit niedriger Machzahl, dessen Messstrecke ein vergrößertes Modell eines Stators der Hochdruckturbinen enthält. Das Statormodell ist mit "Showerhead"-Bohrungen¹ im Bereich der Vorderkante ausgestattet sowie mit einzelnen Bohrungsreihen auf der Druck- und der Saugseite des Modells. Stromauf des Schaufelmodells ist ein Heißgasstrahlengenerator positioniert, welcher einen Brenner der Brennkammer simuliert. Weiterhin ist es mit dem Versuchsaufbau möglich, die Turbulenz der Hauptströmung zu beeinflussen. Der Aufbau des Heißgasstrahlengenerators wird von Jenkins et al. [44] beschrieben. Im Zuge der Untersuchungen werden Temperaturprofile an verschiedenen Positionen stromab des Statormodells ermittelt.

Jenkins et al. [44] beschreiben ebenfalls die Auswirkungen der Turbulenz und verschiedener Sekundärluftausblasekonfigurationen des Statormodells auf die Abschwächung der Heißgassträhne. Hierbei ergibt sich eine deutliche Abschwächung der Strähne bei einer hohen Turbulenz der Hauptströmung. Weiterhin trägt das Vorhandensein eines Kühlfilms auf der Oberfläche der Schaufel zusätzlich zu der Abschwächung bei.

Jenkins und Bogard [45] untersuchen die Auswirkungen einer Änderung der Umfangsposition der durch den Generator erzeugten Heißgassträhne. Es zeigt sich, dass die relative Umfangsposition einer Strähne zu einer unterschiedlich ausgeprägten Abschwächung der Heißgassträhne beim Durchströmen der Passage führt. Hierbei wird deutlich, dass die Heißgassträhne bei einer Ausrichtung auf die Saugseite des Stators stärker abgeschwächt wird als bei einer Ausrichtung auf die Druckseite.

Jenkins und Bogard [46] untersuchen die Auswirkungen verschiedener Ausblaseraten der Sekundärluft auf die Abschwächung der Heißgassträhne. Hierbei zeigt sich, dass es bei größeren Ausblaseraten zu einer stärkeren Abschwächung der Strähne kommt. Jenkins und Bogard [47] beschäftigen sich mit der Möglichkeit, die Abschwächung einer Heißgassträhne durch einen Schaufelkühlfilm vorauszusagen. Hierbei wird das stromab des Statormodells befindliche Temperaturprofil zum einen unter dem Einfluss der Heißgassträhne und zum anderen unter dem Einfluss der Kühlluft einbringung untersucht. Beide Ergebnisse werden anschließend superponiert. Es zeigt sich, dass eine solche getrennte Betrachtung und anschließende Superposition möglich ist. Die Abschwächung der Heißgassträhne wird hierbei jedoch leicht unterschätzt. Weiterhin wird eine im Hinblick auf eine Abschwächung optimale Position der Heißgassträhne ermittelt.

¹ Viele, auf einen kleinen Bereich angeordnete Filmkühlbohrungen

2.1.4 Einflüsse von Drallströmungen auf die Turbine

Qureshi und Povey [79] beschreiben die Inbetriebnahme eines Brennkammerssimulationsmoduls für einen transsonischen Turbinenwindkanal. Hierbei wird ausgesagt, dass die maximal auftretenden Drallwinkel am Eintritt der Turbine $\pm 40^\circ$ bei dem Einsatz einer modernen Brennkammer mit niedrigen NO_x -Emissionen betragen.

Qureshi et al. [80] diskutieren die Auswirkungen einer verdrehten Hauptströmung auf die Aerodynamik und die Wärmebelastung einer Hochdruckturbinenschaufel mittels experimenteller und numerischer Methoden. Die Messungen wurden an einem rotierenden, transsonischen Turbinenprüfstand durchgeführt, in welchem ein Drallerzeugermodul zur Simulation der Brennkammerströmung integriert ist. Die Ergebnisse zeigen eine Verschiebung der Staupunktklinie sowie eine Veränderung der aerodynamischen Schaufelbelastung über der Höhe der Schaufel. Die Analyse der Wärmebelastung zeigt eine Veränderung der Nusselt-Zahl aufgrund einer Konvergenz und Divergenz der Stromlinien an der Oberfläche der untersuchten Statorschaufel.

Klapdor [57] beschäftigt sich mit der Erweiterung eines numerischen Brennkammeralgorithmus um Kompressibilitätseffekte und dessen Anwendung auf das Modell einer Brennkammer mit anschließendem Stator der Hochdruckturbine.

Pyliouras [77] diskutiert im Zuge numerischer Untersuchungen die Auswirkungen einer drallförmigen Austrittsströmung aus der Brennkammer auf den Stator und Rotor der Hochdruckturbine. Es wird gezeigt, dass die traditionellen, aus der Literatur bekannten idealisierten Sekundärströmungsphänomene in der Passage des Stators unter dem Einfluss einer stark verdrehten Hauptströmung nur sehr eingeschränkt existieren.

Schmid und Schiffer [85] beschreiben numerische Untersuchungen an der Schaufelgeometrie des in dieser Arbeit verwendeten subsonischen Kaskadenwindkanals. Hierbei liegt das Hauptaugenmerk auf der Analyse des Wärmeübergangs an den Endwänden der Messstrecke sowie auf aerodynamischen Untersuchungen der Strömung. Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten unter dem Einfluss einer drallförmigen Zuströmung. Weiterhin zeigt sich eine starke Veränderung des Strömungsfeldes innerhalb der Passage aufgrund des Dralls. Es zeigt sich also, dass der Brennkammerdrall für die Aerodynamik und die Kühlung der Turbine relevant sind, die genauen Mechanismen jedoch nicht vollständig verstanden sind.

2.2 Fazit zum Stand der Technik

Es zeigt sich, dass zu diesem Zeitpunkt nur sehr wenige Untersuchungen existieren, welche sich mit den Auswirkungen einer diskreten Drallströmung in einer Brennkammer auf die stromab folgende Statorbeschaufelung der Hochdruckturbine beschäftigen. Die bisher existierenden Untersuchungen sind entweder numerischer Natur oder beschäftigen sich mit der Schaufelbelastung und dem Wärmeübergang. Eine experimentelle Analyse der Auswirkungen einer Drallströmung auf die Passagenströmung sowie auf die Filmkühlung der Statoren liegt noch nicht vor. Es ist jedoch davon auszugehen, dass diese Bereiche im Hinblick auf den vermehrten Einsatz von Magerbrennkammern sehr stark an Relevanz gewinnen werden. Mit diesen Fragestellungen beschäftigt sich die vorliegende Arbeit.

3 Theoretische Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden theoretische Grundlagen angegeben, welche die Basis für die Untersuchungen in dieser Arbeit bilden.

3.1 Sekundärströmungen in Turbinenstatorpassagen

In den Passagen eines Statorringes einer Turbine treten verschiedene Effekte auf, welche dazu führen, dass dreidimensionale Strömungen auftreten, die von der Hauptströmungsrichtung abweichen. Diese Abweichungen bestehen zum großen Teil aus Wirbeln unterschiedlicher Herkunft, welche die Hauptströmung überlagern. Sekundärströmungen stellen weiterhin zum größten Teil eine Quelle von Verlusten dar. Eine umfassende Literaturstudie bezüglich der einzelnen Sekundärströmungsphänomene findet sich in Thaler et al. [94]. Deren Entstehungsmechanismen werden im Folgenden in Anlehnung an [94] wiedergegeben.

Die Ursache der meisten Sekundärströmungsphänomene in einer Statorpassage sind Druckgradienten in der Grenzschicht einer Strömung. Hierdurch werden Strömungsgeschwindigkeiten induziert, die sich in Wirbeln manifestieren.

Es werden vier verschiedene grundlegende Sekundärströmungsarten unterschieden, welche auch in einem ebenen Statorgitter, der sogenannten Schaufelkaskade, auftreten.

- Hufeisenwirbel HW
- Eckwirbel EW
- Passagenwirbel PW
- Hinterkantenwirbel HKW

Die Entstehung der einzelnen Wirbel wird im Folgenden erläutert.

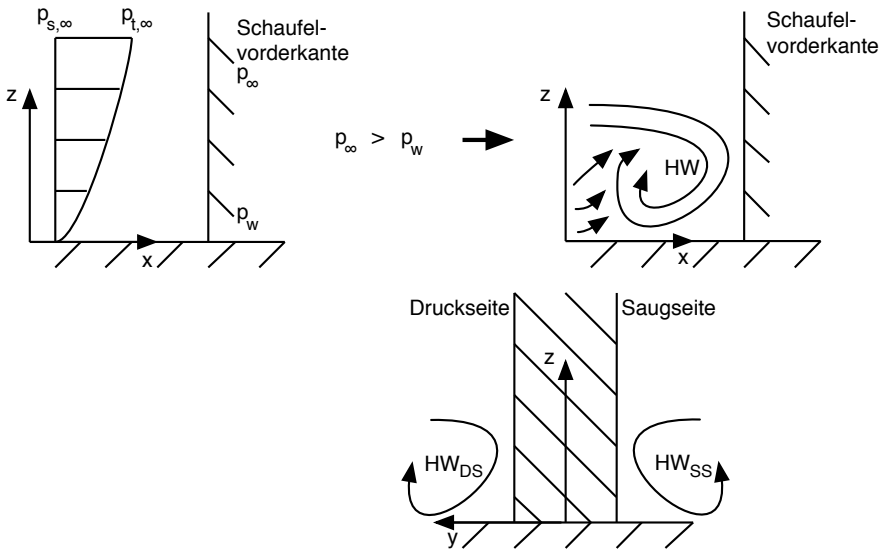


Abbildung 3.1.: Entstehung des Hufeisenwirbels (nach Thaler et al. [94])

Hufeisenwirbel

Die Entstehung des Hufeisenwirbels (Horseshoe Vortex) ist in Abbildung 3.1 dargestellt. In einer realen Strömung sinkt deren Geschwindigkeit von einem im Fernfeld vorherrschenden Wert unmittelbar an der strömungsbegrenzenden Wand auf Null, da an dieser Stelle eine Haftbedingung für das Fluid gilt. Im gleichem Maße reduziert sich ausgehend vom Totaldruck des Fernfeldes $p_{t,\infty}$ der dynamische Anteil p_{dyn} des Totaldrucks, so dass unmittelbar an der Wand ausschließlich der statische Druck des Fernfeldes $p_{s,\infty}$ vorherrscht. Trifft eine Strömung mit solch einem Druck- und Geschwindigkeitsprofil im Bereich der Grenzschicht auf ein Objekt, wie z.B. eine Statorschaufel, so wird diese verzögert und am Staupunkt des Objekts zum Stillstand gebracht. Hierbei wird ebenfalls ein Großteil des dynamischen Anteils am Totaldruck in statischen Druck umgewandelt. Es resultiert ein Druckgradient entlang des Hindernisses, welcher senkrecht zur strömungsbegrenzenden Wand gerichtet ist. Der Hufeisenwirbel bildet sich aufgrund der Tatsache aus, dass sich die Strömungsgeschwindigkeit mit diesem Druckgradienten im Gleichgewicht befinden muss. Der Hufeisenwirbel teilt sich bei einer Schaufel in einen druckseitigen Ast HW_{DS} und einen saugseitigen Ast HW_{SS} auf.

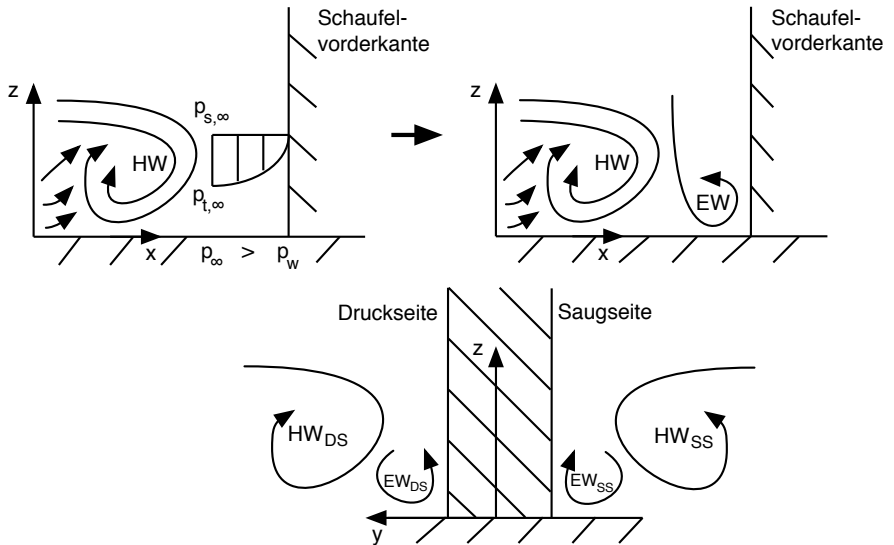


Abbildung 3.2.: Entstehung des Eckwirbels (nach Thaler et al. [94])

Eckwirbel

Die Entstehungsmechanismen des Eckwirbels (Corner Vortex) entsprechen denen des Hufeisenwirbels und werden in Abbildung 3.2 dargestellt. An einem Objekt wie einer Statorschaufel, an welchem sich ein ausreichend starker Hufeisenwirbel ausgebildet hat, kommt es im Zuge des Aufrollens des Hufeisenwirbels zu einer Strömung an der Objektwand in entgegengesetzter z -Richtung. Hierbei kommt es im nicht reibungsfreien Fall zu der Entstehung einer Grenzschicht. Trifft die Strömung mit diesem Grenzschichtprofil auf die Plattform auf, so entsteht ein zum Objekt gerichteter Druckgradient entlang der x -Achse auf der Plattform, welcher durch die Impulserhaltung einen Eckwirbel bedingt. Dieser setzt sich zu beiden Seiten der Schaufel fort.

Passagenwirbel

In jedem gekrümmten Strömungskanal mit Grenzschichtprofilen an den strömungsbegrenzenden Wänden kommt es zu der Ausbildung eines Paares von Sekundärströmungswirbeln. Im Bereich der Turbomschinen spricht man hierbei von Passagenwirbeln (Passage Vortices).

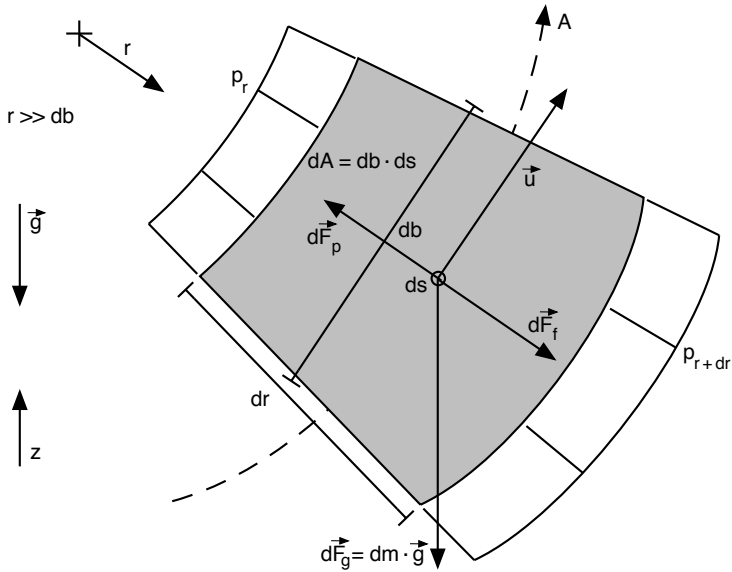


Abbildung 3.3.: Finites Volumenelement entlang einer gekrümmten Stromröhre

Es wird im Folgenden ein finites Volumenelement dV eines Fluids betrachtet, welches sich entlang einer gekrümmten, horizontalen Stromröhre A mit konstantem Radius r in großem Abstand zu der Grenzschicht bewegt. Das Volumenelement hat die Maße dr in radialer Richtung, db in Strömungsrichtung und ds in der Tiefe. Das finite Volumenelement wird in Abbildung 3.3 dargestellt. Die Vorzeichen seien positiv in positiver r -Richtung.

In der folgenden Betrachtung wird der Einfluss der Gewichtskraft $d\vec{F}_g$ nach Gleichung 3.1 vernachlässigt.

$$d\vec{F}_g = \rho \, dr \, db \, ds \, \vec{g} \stackrel{!}{=} 0 \quad (3.1)$$

Aufgrund der Bewegung wirkt auf das Volumenelement eine Fliehkraft als Scheinkraft. Diese setzt sich nach Gleichung 3.2 aus der Zentrifugalbeschleunigung und der Masse des Volumenelements dm zusammen. Die Fliehkraft am betrachteten Volumenelement ist radial nach außen gerichtet.

$$dF_f = \frac{u^2}{r} \rho \, dr \, db \, ds \quad (3.2)$$

Weiterhin greift an dem Volumenelement eine Druckkraft dF_p an, welche in Gleichung 3.3 definiert wird. Die Druckkraft ist entgegen gesetzt der Fliehkraft radial nach innen gerichtet.

$$dF_p = \frac{\partial p}{\partial r} dr db ds \quad (3.3)$$

Fliehkraft und Druckkraft bilden ein radiales Kräftegleichgewicht. Weiterhin kommt es zu einem radialen Druckanstieg, da der Gradient $\frac{\partial p}{\partial r}$ positiv ist. Dieses wird in Gleichung 3.4 dargestellt.

$$\begin{aligned} dF_f - dF_p &= 0 \\ \rho \frac{u^2}{r} &= \frac{\partial p}{\partial r} > 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

Für einen gekrümmten Kanal bedeutet dies, dass der Druck an dessen Innenwand kleiner ist als an dessen Außenwand. Weiterhin gilt für eine ebene, isotherme Strömung $\frac{\partial p}{\partial y} = 0$, da der Druckgradient an gleicher z -Position aber an unterschiedlichen y -Positionen derselbe ist. Dies wird in Abbildung 3.4 dargestellt.

Bewegt sich ein finites Fluidvolumen entlang einer Stromröhre B in der Grenzschicht, so ändert sich in diesem Bereich das radiale Kräftegleichgewicht. Während der Druckgradient $\frac{\partial p}{\partial r}$ senkrecht zur Strömungsrichtung erhalten bleibt, nimmt im Bereich der Grenzschicht die Geschwindigkeit u ab, es gilt also $u_A > u_B$. Da das radiale Druckgleichgewicht auch in Stromröhre B erhalten bleibt, muss $r_A > r_B$ sein. Das Resultat ist eine zu der Innenseite des gekrümmten Strömungskanals gerichtete Ablenkung in Wandnähe, was in Abbildung 3.5 dargestellt wird. Das Fluid rollt sich zu einem Passagenwirbel auf. Liegt anstatt eines gekrümmten Kanals eine Schaufelpassage als strömungsführender Raum vor, so vereint sich der zusätzlich auftretende druckseitige Ast des Hufeisenwirbels HW_{DS} mit dem Passagenwirbel PW , was diesen zusätzlich verstärkt.

Hinterkantenwirbel

Es gibt zwei verschiedene Mechanismen, welche für die Entstehung des Hinterkantenwirbels (Trailing Edge Vortex) verantwortlich sind.

Aufgrund der in einer realen Strömung vorhandenen Grenzschicht ist das Geschwindigkeitsprofil, welches auf eine Schaufel trifft, nicht konstant über deren Höhe. Infolge dessen kommt es zu unterschiedlichen Umströmungsbedingungen um die

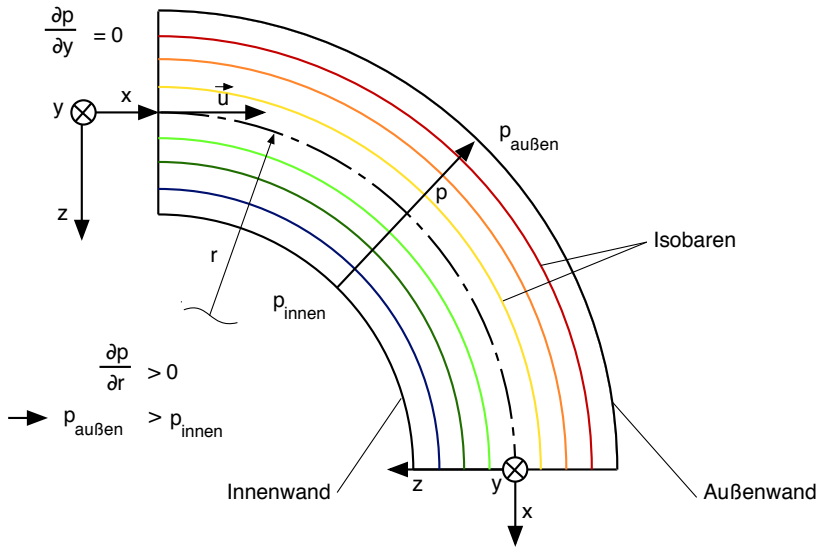


Abbildung 3.4.: Druckfeld innerhalb eines ebenen gekrümmten Kanals

Schaufel und somit auch zu einer inhomogenen aerodynamischen Belastung der Schaufel in Abhängigkeit von deren Höhe. Dies resultiert in freien Wirbelfäden, welche sich stromab der Schaufel zu einem Hinterkantenwirbel vereinen. Dieser Mechanismus wird von Niehuis et al. [73] und Perdichizzi und Dossena [75] beschrieben und wird in Abbildung 3.6 dargestellt

Ein weiterer Entstehungsmechanismus des Hinterkantenwirbels besteht in der Interaktion von zwei Passagenwirbeln benachbarter Schaufelpassagen. Im Bereich der Hinterkante einer Schaufel berühren sich die Passagenwirbel aus den jeweils benachbarten Passagen. Da die Drehrichtung der Passagenwirbel gleich ist, entsteht im Freiraum nach der Schaufelhinterkante eine starke Scherschicht zwischen ihnen. Hierdurch bildet sich ein weiterer Wirbel aus, welcher als Hinterkantenwirbel bezeichnet wird. Dieser Entstehungsmechanismus wird z.B. von Thaler et al. [94] beschrieben. Beide Mechanismen können parallel zueinander existieren und durch die gegenseitige Interaktion die Bildung des Hinterkantenwirbels verstärken.

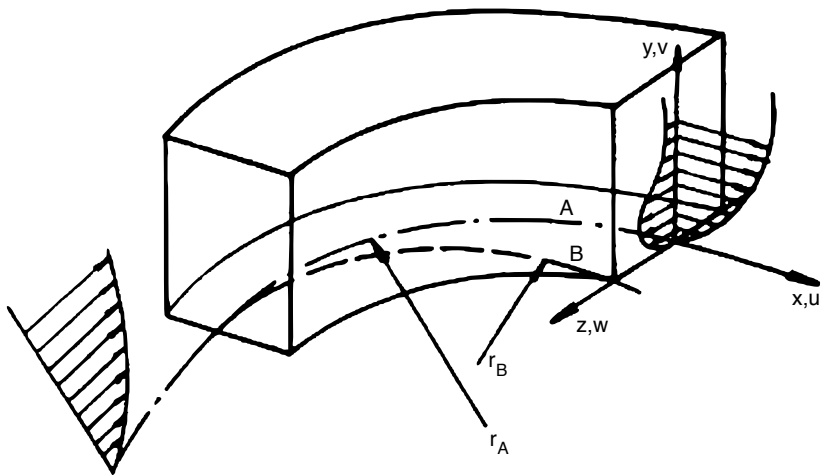


Abbildung 3.5.: Entstehung des Passagenwirbels (nach Thaler et al. [94])

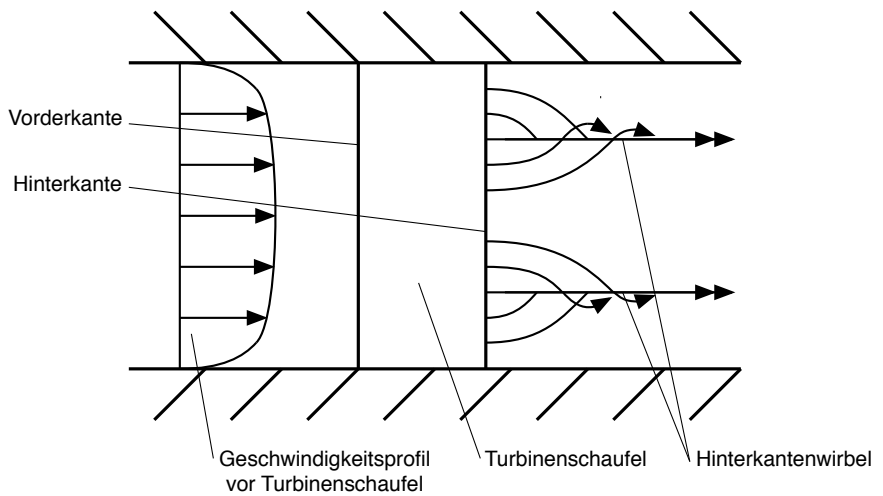


Abbildung 3.6.: Entstehung des Hinterkantenwirbels (nach Niehuis et al. [73])

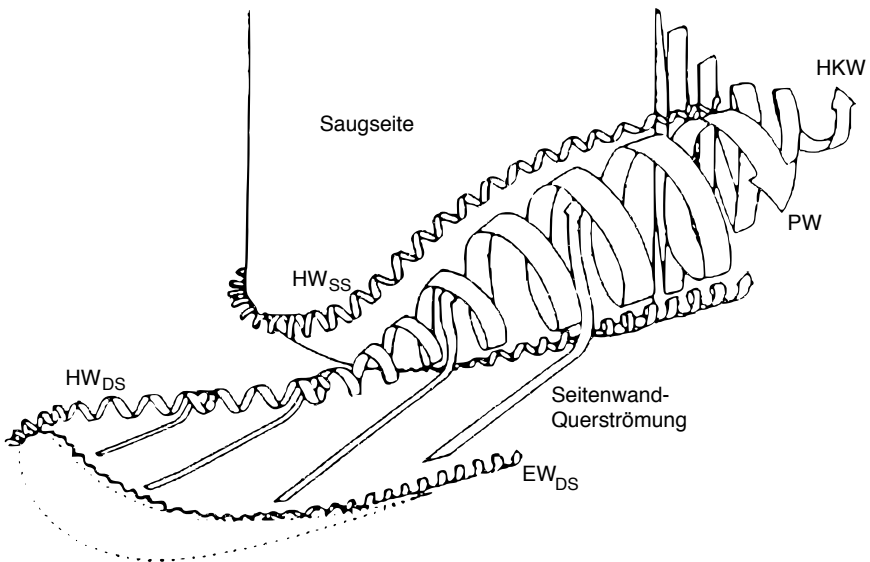


Abbildung 3.7.: Wirbelmodell nach Kawai et al. [54]

3.1.1 Sekundärströmungsmodelle

Die einzelnen Sekundärströmungsarten werden in Sekundärströmungsmodellen zusammengefasst. Diese beschreiben nicht nur die einzelnen Sekundärströmungen, sondern zeigen auch die Interaktionen zwischen den einzelnen Sekundärströmungsarten. Beispiele hierfür sind unter anderem die Sekundärströmungsmodelle von Langston et al. [62] und Langston [61], Sieverding und Van den Bosche [89], Sharma und Butler [87], Goldstein und Spores [35], Kawai et al. [53], Kawai et al. [54] sowie Takeishi et al. [93]. Weiterhin findet sich in Sieverding [88] eine Literaturstudie der bis zu dem Zeitpunkt der Veröffentlichung bestehenden Sekundärströmungsmodelle. Während sich bei den einzelnen Sekundärströmungsmodellen die Interaktionen zwischen den einzelnen Sekundärströmungsarten unterscheiden, so werden deren Entstehungsmechanismen weitgehend ähnlich beschrieben. Als Beispiel sei hier das Wirbelmodell von Kawai et al. in Abbildung 3.7 dargestellt.

Die Sekundärströmungen in einer Passage stellen sehr starke Quellen von Verlusten dar. Sharma und Butler [87] beziffern diese auf einen Anteil von 30% bis 50% der gesamten Totaldruckverluste, welche in einer Schaufelpassage entstehen. Deshalb besteht die Motivation, die Sekundärströmungen durch geeignete konstruktive

Maßnahmen zu minimieren. Weiterhin beeinflussen die Sekundärströmungen den Wärmeübergang an den Schaufeln und den Endwänden. Dies wurde unter anderem von Kang et al. [52] untersucht. Eine der Erkenntnisse, welche im Zuge dieser Untersuchungen gewonnen wurde, war ein Anstieg des Wärmeübergangs bei wachsender Intensität der Sekundärströmung. Dies bedeutet, dass sich im gleichen Maße die thermische Schaufelbelastung erhöht, was die Lebensdauer der Gasturbine negativ beeinflusst und einen weiteren Grund darstellt, die Stärke der Sekundärströmungen zu minimieren.

Hierzu existieren verschiedene Möglichkeiten. Die dargestellten Sekundärströmungsarten können in ihren Eigenschaften (Position, Ausdehnung und Intensität) durch die Geometrie des Strömungskanals, wie z.B. die Form der Schaufeln und der Endwände, sowie durch die Art der Zuströmung beeinflusst werden. Hierzu zählt z.B. die V-Stellung und die Pfeilung der Beschauelung (siehe Thaler et al. [94]), der Einsatz von Fillet Radien an der Schnittstelle zwischen einer Schaufel und der Endwand (siehe unter anderem Lethander [66]) und der Einsatz von konturierten Endwänden (siehe unter anderem Harvey et al. [39] und Hartland et al. [38]).

Weiterhin werden die Sekundärströmungen durch den Fehlanströmungswinkel, der sogenannten Inzidenz, welcher sich an der Schaufelvorderkante einstellt, sowie der Schaufelteilung beeinflusst, was von Perdichizzi und Dossena [75] untersucht wurde.

Es ist also erkennbar, dass die genaue Kenntnis der Sekundärströmung in einer Turbinenpassage von zentraler Bedeutung für die Optimierung der Passagengeometrie ist.

3.2 Theorie der ebenen Turbinenkaskaden

Die Untersuchung einer Strömungsmaschine sollte idealerweise an einer möglichst realitätsgetreuen Nachbildung derselben erfolgen, sollte die Untersuchung an der realen Maschine nicht möglich sein. Die Statoren einer Hochdruckturbine bilden hierbei keine Ausnahme. Um im Prüfstand eine der Realität möglichst ähnliche Strömung zu erhalten, sollten die Versuche an einer ringförmigen Messstrecke, bestehend aus Hochdruckstatoren durchgeführt werden. Auf diese Weise werden die meisten Effekte korrekt abgebildet. Dieses Vorgehen beinhaltet jedoch einige Nachteile. Zum einen zieht eine ringförmige Messstrecke bei entsprechender maßstabsgetreuer Vergrößerung der zu untersuchenden Schaufeln einen deutlich größeren Prüfstand nach sich. Dies hat unter anderem Auswirkungen auf die Aufbau- und Betriebskosten. Weiterhin ist die Handhabung des Prüfstands bei Auf- und Umbauten aufgrund der sich zwangsläufig ergebenden großen Komplexität

sehr schwierig. Ebenfalls wird die Zugänglichkeit für die Messausrüstung bei einer ringförmigen Messstrecke deutlich erschwert.

Es ist nicht immer nötig, eine reale Maschine mit der größtmöglichen Komplexität abzubilden und zu untersuchen. Gerade für Grundlagenuntersuchungen kann es von Vorteil sein, die Komplexität durch eine vereinfachte Abbildung der realen Geometrie in einem Modell zu reduzieren. Eine Möglichkeit, dies bei der Untersuchung eines Turbinenstators umzusetzen, ist die Abbildung des Statorrings der Turbine in Form einer ebenen Schaufelkaskade. Hierzu wird bei der Modellbildung ein Segment eines Statorrings linear abgewickelt. Zudem werden an den Seiten des Segments Wände eingesetzt und der Strömungsraum auf diese Weise geschlossen. Die auf diese Weise entstandene ebene Schaufelkaskade bietet eine deutlich herabgesetzte Komplexität und somit eine einfachere Handhabung im Aufbau und Betrieb. Zudem lässt sich eine Schaufelkaskade im Vergleich zu einem Modellstatorring größer skalieren, ohne dass der Prüfstand selbst zu große Ausmaße annimmt. Aufgrund des größer umsetzbaren Strömungsraums kann die Auflösung der resultierenden Messergebnisse gesteigert werden. Weiterhin wird der Zugang zu der Messstrecke für die Messausrüstung deutlich erleichtert.

Bei der Auslegung einer ebenen Schaufelkaskade stellt sich grundsätzlich die Frage, wie die Schnitte erfolgen sollen, die das Segment des Schaufelrings begrenzen. Üblich sind zwei Varianten. Zum einen wird der Schnitt entlang der mittleren Stromlinie einer Passage gelegt. In diesem Fall werden die äußeren Passagen des Schaufelringsegments nur jeweils halb abgebildet und die begrenzenden Seitenwände der Kaskade müssen die mittlere Stromlinie abbilden. Die zweite Variante besteht darin, dass der Abschluss des Segments durch die Saug- bzw. die Druckseite der jeweils benachbarten Schaufel realisiert wird. Hier müssen die Seitenwände die jeweilige Schaufeloberfläche nachbilden. Welches der beiden Konzepte verwendet wird, muss anhand der zu untersuchenden Geometrien und Strömungszustände ausgewählt werden.

3.2.1 Bauformen von ebenen Schaufelkaskaden

Es können grundsätzlich drei Bauformen von ebenen Kaskaden unterschieden werden, welche bei unterschiedlichen Problemstellungen eingesetzt werden können.

- Offener Druckbetrieb
- Geschlossener Druckbetrieb
- Offener Saugbetrieb

Offener Druckbetrieb

Bei einer linearen Kaskade im offenen Druckbetrieb befindet sich das Primärgebläse stromauf der Messstrecke und drückt das Fluid durch den Kanal. Im Kanal herrscht im Vergleich zu der Umgebung ein Überdruck. Die ebene Schaufelkaskade befindet sich bei dieser Bauform meist unmittelbar am Ende des Strömungskanals, wobei die Hinterkanten den Abschluss bilden und das Fluid in die Umgebung strömt. Ein Windkanal im offenen Druckbetrieb bietet Vorteile im Hinblick auf den einfachen Aufbau, und die Möglichkeit, ohne zusätzliche Maßnahmen Messmethoden anzuwenden, welche ein Fremdgas beinhalten (z. B. Konzentrationsmessungen), da es aufgrund des ständigen Luftaustauschs mit der Umgebung zu keinem Ansammeln des Fremdgesetzes im Kanal kommt. Die offene Bauweise macht den Kanal jedoch anfällig für äußere Beeinflussungen, wie z.B. Schwankungen des Umgebungsdrucks und der Umgebungstemperatur. Weiterhin ist es durch das stromauf der Messstrecke positionierte Gebläse nicht oder nur sehr schwer möglich, ein zeitlich und örtlich konstantes Temperaturprofil in der Eintrittsebene der Messstrecke zu generieren. Dies ist der Fall, da sich Änderungen im Betriebszustand des Gebläses und der damit verbundene veränderte Eintrag von Wärme in die Strömung bis in die Messstrecke fortsetzen und so ein zeitlich inhomogenes Temperaturfeld entsteht. Weiterhin erzeugt das Gebläse selbst bei einem konstanten Betrieb ein örtlich inhomogenes Temperaturfeld, da bestimmte Gebläsekomponenten mehr Wärme in die Strömung einbringen als andere. Ein offener Windkanal wird nach seinem Erfinder Gustave Eiffel (1832-1923) auch als Eiffel-Windkanal bezeichnet. Zum Erreichen der Ziele dieser Arbeit ist diese Bauform ungeeignet, da ein möglichst konstantes Temperaturfeld benötigt wird.

Geschlossener Druckbetrieb

Im Falle einer linearen Kaskade im geschlossenen Druckbetrieb findet kein Austausch des Fluids mit der Umgebung statt. Die Schaufelkaskade befindet sich in einem geschlossenen Windkanal, in dem das Fluid mehrfach umläuft. Der Vorteil dieser Bauart liegt in seiner Unempfindlichkeit gegenüber externen Einflüssen, wie z.B. Umgebungsdruck und Umgebungstemperatur. Der Einsatz von Messmethoden, welche das Einbringen eines Fremdgesetzes beinhalten, ist jedoch nicht oder nur mit sehr großem Aufwand möglich. Weiterhin ist der Aufbau des Windkanals aufgrund seiner geschlossenen Bauform deutlich komplexer. Ein geschlossener Windkanal wird auch als Göttinger Windkanal bezeichnet. Die Untersuchung von Filmkühlung, welche ein Teil dieser Arbeit ist, gestaltet sich in einem solchen Windkanal als sehr schwierig, da das beigemengte Fluid der Filmkühlung innerhalb eines Umlaufs entfernt werden müsste. Daher ist diese Bauform nicht zielführend.

Offener Saugbetrieb

Bei einer linearen Kaskade im offenen Saugbetrieb befindet sich das Primärgebläse stromab der Messstrecke und saugt das Fluid durch den Kanal. Diese Windkanalkonfiguration bietet die gleichen Vor- und Nachteile wie die eines offenen Druckbetriebs. Eine Ausnahme bildet jedoch das Temperaturprofil in der Eintrittsebene der Messstrecke. Aufgrund der Tatsache, dass das Fluid aus der Umgebung angesaugt und direkt durch die Messstrecke befördert wird, kommt es bei dieser Bauform zu keiner Beeinflussung durch ein Gebläse. Somit ist es sehr einfach, ein örtlich und zeitlich konstantes Temperaturprofil am Eintritt der Messstrecke zu realisieren.

3.2.2 Eigenschaften von ebenen Schaufelkaskaden

Das Konzept einer ebenen Schaufelkaskade beinhaltet einige systembedingte Eigenschaften, welche bei deren Verwendung und der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden müssen. Die wichtigsten dieser Eigenschaften werden im Folgenden kurz dargestellt und diskutiert.

- Periodizität
- Einfluss der Gehäusewände
- Einfluss der Gehäuseumlenkung

Periodizität

Eine wichtige Eigenschaft einer ebenen Kaskade ist die Periodizität. Dies bedeutet, dass in jeder Passage im Messbereich ein möglichst ähnlicher Strömungszustand vorliegt. Hierzu gehören unter anderem ein ähnliches Geschwindigkeitsprofil, Totaldruckprofil sowie Temperaturprofil in jeder Passage. Eine Kontrolle der Periodizität kann z.B. durch das Betrachten der gesamten Abströmung der Schaufelkaskade und dem Vergleich der genannten Größen hinter den jeweiligen Passagen erfolgen. Zur Optimierung der Periodizität können verschiedene Maßnahmen ergriffen werden. Zum einen besteht die Möglichkeit, eine möglichst große Anzahl von Schaufeln zu verwenden. Da sich der zu untersuchende Bereich meist nur auf eine oder zwei Passagen beschränkt, kann bei einer großen Anzahl von Schaufeln die Distanz der zu vermessenden Passagen zu den Seitenwänden vergrößert und somit deren Einflüsse minimiert werden. Weiterhin besteht die Möglichkeit, im Bereich der äußeren Schaufeln der Kaskade einstellbare Leitbleche einzusetzen. Hierdurch kann die Strömung in der Kaskade im Hinblick auf eine optimale Periodizität optimiert werden. Eine dritte Möglichkeit besteht in dem Einsatz von flexiblen Seitenwänden.

Hierbei wird das Ziel verfolgt, entweder die mittlere Stromlinie der Passage abzubilden oder die Oberfläche der Druck- bzw. der Saugseite nachzubilden. Eine vierte Möglichkeit besteht darin, Strömungskörper an den Seitenwänden im Bereich der Schaufelkaskade einzubringen. Auch diese haben die Aufgabe, die Periodizität in den zu betrachtenden mittleren Passagen zu optimieren. Diese müssen allerdings, im Gegensatz zu Leitblechen, vor deren Einsatz im Windkanal ausgelegt werden.

Einfluss der Gehäusewände

In Abhängigkeit von den Umlenk winkeln der Kaskadenschau feln ist es zu erwarten, dass es zu unterschiedlichen Lauflängen der Grenzschicht an den Wänden des Kaskadengehäuses kommt. Die daraus resultierenden unterschiedlichen Grenzschichtdicken an beiden Wänden können zu unterschiedlichen Strömungszuständen in diesen Gebieten führen. Auf diese Weise besteht die Möglichkeit einer negativen Beeinflussung der Periodizität in der Schaufelkaskade. Abhilfe kann hier unter Umständen eine Grenzschichtabsaugung vor der Eintrittsebene in die Schaufelkaskade schaffen. Es gilt jedoch zu beachten, dass bei einer ebenen Kaskade im offenen Saugbetrieb je nach Einbauten ein sehr starker Unterdruck innerhalb der Messstrecke auftreten kann. Dies macht den Einsatz sehr leistungsstarker Gebläse zur Grenzschichtabsaugung notwendig. Bei einer sehr breiten Schaufelkaskade verliert die unterschiedliche Grenzschichtdicke in Bezug auf die Periodizität in der Mitte der Messstrecke jedoch an Bedeutung. Dieser Bereich ist von besonderer Bedeutung, da dieser meist für die Messungen herangezogen wird. Eine Grenzschichtabsaugung ist in diesem Fall nicht notwendig. In dieser Arbeit wird eine relativ breite Kaskade mit sechs Passagen verwendet, bei der auf eine aktive Grenzschichtbeeinflussung verzichtet werden kann.

Einfluss der Gehäuseumlenkung

Eine weitere Eigenschaft einer linearen Kaskade, welche es zu beachten gilt, ist der Einfluss der Form des Kaskadengehäuses auf die Strömung in einer Schaufelkaskade. Vereinfacht betrachtet ist ein Kaskadengehäuse ein gekrümmter Strömungskanal, in welchem die Strömung umgelenkt wird. Dies führt zu den gleichen Effekten, welche bereits in Abschnitt 3.1 beschrieben wurden. Diese sind eine Ausbildung eines radialen Druckgradienten und einer inhomogenen Verteilung der Geschwindigkeiten in dem gekrümmten Strömungskanal. Neben der Krümmung reduziert sich die Breite der Messstrecke stromab der Kaskade. Dies führt zu einer zusätzlichen inhomogenen Verzerrung des Druckfeldes. Das globale Druckfeld, welches durch den gekrümmten Strömungskanal erzeugt wird, überlagert die lokalen Druckfelder, welche durch die Kaskadenschau feln erzeugt werden. Pro Schaufelpassage liegt

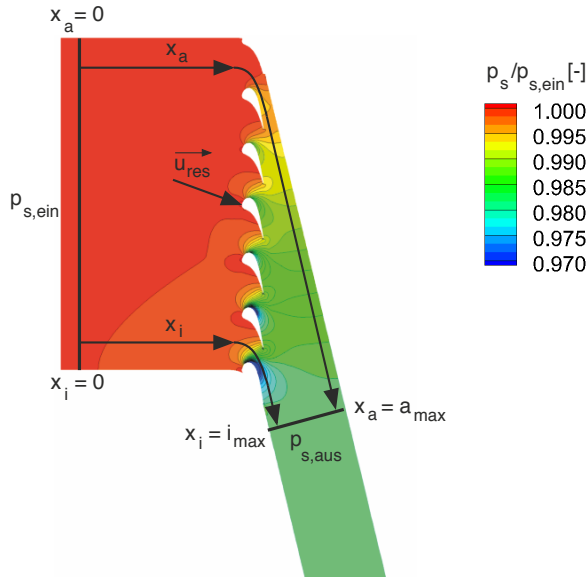


Abbildung 3.8.: Statisches Druckfeld in einem Kaskadengehäuse auf 50% Kanalhöhe (nach [31])

daher ein anderes Druckfeld vor. Es handelt sich hierbei um einen unvermeidbaren Periodizitätsfehler. Dieser Effekt wird im Besonderen in den mittleren Passagen der Kaskade sichtbar, und nimmt mit größerer Schaufelteilung zu.

Abbildung 3.8 zeigt das statische Druckfeld innerhalb eines Kaskadengehäuses. Das Druckfeld wurde mittels einer CFD-Simulation gewonnen, welche in Kapitel 6.1.1 näher beschrieben ist.

Ein weiterer Faktor, welcher einen Einfluss auf das Strömungsbild in einer Schaufelkaskade hat, ist die mangelnde Symmetrie des Strömungskanals. Der Grund für diese mangelnde Symmetrie ist, dass die Weglängen zwischen den orthogonal zu den Wänden stehenden Isolinen des statischen Drucks stromauf $p_{s,ein}$ und stromab $p_{s,aus}$ der Kaskadenschaukeln auf der Innenseite und der Außenseite unterschiedlich sind, wobei die Länge des Weges an der Innenseite x_i kürzer ist als die des Weges an der Außenseite x_a . Die Druckdifferenzen zwischen dem Beginn und dem Ende der beiden gezeigten Wege x_a und x_i ist jedoch in beiden Fällen gleich. Diese Rand-

bedingungen werden durch Gleichung 3.5 beschrieben. Weiterhin werden diese ebenfalls in Abbildung 3.8 dargestellt.

$$p(x_a = 0) = p(x_i = 0) = p_{s, \text{ein}} > p(x_a = a_{\text{max}}) = p(x_i = i_{\text{max}}) = p_{s, \text{aus}} \quad (3.5)$$

mit

$$a_{\text{max}} > i_{\text{max}}$$

Hieraus folgt unmittelbar, dass auf der Innenseite im Mittel ein steilerer Druckgradient entlang der Weglänge vorliegen muss, was durch Gleichung 3.6 beschrieben wird.

$$\frac{dp_{s,a}}{dx_a} < \frac{dp_{s,i}}{dx_i} \quad (3.6)$$

Hieraus ergibt sich, dass eine Schaufelkaskade, deren Gehäuse nicht mit den Hinterkanten der Schaufeln abschließt, zwangsläufig aufgrund der nicht vorhandenen Symmetrie nicht absolut periodisch sein kann. Weiterhin ergibt sich aufgrund der Druckverteilung eine Inzidenz an den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln in Richtung der in Abbildung 3.8 dargestellten Geschwindigkeit \vec{u}_{res} . Die Bauform einer Messstrecke, welche mit den Hinterkanten der Kaskadenschaufeln abschließt, ist nur bei einer Kaskade im offenen Druckbetrieb umsetzbar. Das hier gezeigte Problem der mangelbehafteten Periodizität stellt einen eindeutigen Nachteil für einen Kaskadenwindkanal im Saugbetrieb dar.

3.3 Drallströmungen

Ein Drall, der einer beliebigen Strömung aufgeprägt wird, hat einen großen Einfluss auf deren Eigenschaften. Dies gilt sowohl für eine inerte Strömung als auch für eine Strömung, in welcher eine chemische Reaktion in Form einer Verbrennung stattfindet. Beispiele für diese Beeinflussung sind bei reagierenden Strömungen die Flammengröße, die Flammenstabilität und die Flammenform. Bei inerten Strömungen beeinflusst der Drall z.B. die Ausbildung von Fluidstrahlen, die Verteilung der Geschwindigkeitsprofile einer Strömung sowie den Öffnungswinkel eines Strahls beim Austritt aus einer Düse. Forschungen auf dem Gebiet der Drallströmungen

reichen bis zur Mitte des 20. Jahrhunderts zurück. Eine zusammenfassende Beschreibung von Drallströmungen findet sich in Gupta et al. [37].

Drallströmungen sind das Resultat eines Aufprägens von Tangentialkomponenten auf eine Strömung, was durch verschiedene Maßnahmen erfolgen kann. Zum einen kann dies durch Leitschaufeln geschehen, welche die Strömung auf eine Weise umlenken, dass eine zusätzliche Drallkomponente entsteht. Zum anderen können für die Generierung eines Dralls exzentrisch positionierte, tangentielle Öffnungen verwendet werden, durch welche Fluid eingebracht wird. Hierdurch wird der für die Entstehung einer Drallströmung benötigte Tangentialimpuls in eine Strömung eingebracht.

Die Stärke des Dralls in einer Ebene kann mittels der Drallzahl S ausgedrückt werden. Diese ist eine dimensionslose Kenngröße und beschreibt das Verhältnis des Drehimpulsstroms zum Axialimpulsstrom², multipliziert mit einer charakteristischen Länge l_{char} . Im Folgenden wird eine generische Drallströmung betrachtet. Die Drallzahl S wird für diese Drallströmung nach Gleichung 3.7 definiert (siehe auch Gupta et al. [37]).

$$S = \frac{\dot{D}}{l_{char} \dot{I}} \quad (3.7)$$

Die Terme \dot{D} , \dot{I} und l_{char} , aus denen Gleichung 3.7 zusammengesetzt ist, werden im Folgenden definiert.

$$\dot{D} = \int_0^{\infty} (\rho u w + \rho \overline{u_{turb} w_{turb}}) r^2 dr \quad (3.8)$$

\dot{D} bezeichnet hierbei den Drehimpulsstrom inklusive der turbulenten Schwankungsgrößen.

$$\dot{I} = \int_0^{\infty} (\rho u^2 + \rho \overline{u_{turb}^2} + (p - p_{\infty})) r dr \quad (3.9)$$

² Korrekt handelt es sich um spezifische Größen, die folglich Drehimpulsstromliniendichte und Axialimpulsstromflächendichte heißen müssten. Aus formalen Gründen wird auf die kürzeren Ausdrücke zurückgegriffen

\dot{I} bezeichnet hierbei den Axialimpulsstrom inklusive der turbulenten Schwankungsgrößen sowie einen Druckterm, welcher einem Schub in axialer Richtung entspricht. Weiterhin entsprechen u , v und w den Geschwindigkeitskomponenten eines Geschwindigkeitsvektors \vec{u} innerhalb der Drallströmung. Als charakteristische Länge l_{char} kann beispielsweise bei einer Rohrströmung der hydraulische Durchmesser verwendet werden. Die Drallzahl kann auch für die Düse eines Drallerzeugers als Parameter angewendet werden. Die charakteristische Länge wird dann oft zum Düsenradius $d/2$ angenommen.

Je größer die Drallzahl S ist, umso stärker ist der Drall einer Strömung. Zur Vereinfachung der Bestimmung der Drallzahl werden im Folgenden die turbulenten Schwankungsgrößen im Drehimpulsstrom und im Axialimpulsstrom sowie der Beitrag des Druckterms zum Axialimpulsstrom vernachlässigt. Eine Konsequenz dieser Vereinfachung ist ein Unterschätzen von beiden Impulsströmen in axialer Richtung. Die so für eine Drallerzeugerdüse vereinfachte Drallzahl S folgt zu Gleichung 3.10.

$$S = \frac{\dot{D}}{d/2 \cdot \dot{I}} = \frac{\int_0^{d/2} (\rho u w) r^2 dr}{d/2 \int_0^{d/2} (\rho u^2) r dr} \quad (3.10)$$

Aus der Definition der Drallzahl S wird ersichtlich, dass es sich bei der Drallzahl um einen integralen Wert eines Skalarfeldes handelt. Somit ist eine errechnete Drallzahl von der gewählten Fläche abhängig, welche das Integral umschließt. Dies lässt Schlüsse auf die Verwendbarkeit der Drallzahl für verschiedene Strömungen zu. Für eine einfache verdrahte Rohrströmung ist die Berechnung einer Drallzahl an beliebigen axialen Positionen im Strömungsgebiet plausibel durchführbar. Ebenfalls lässt sich eine Drallzahl sinnvoll für eine Strömung unmittelbar am Austritt einer Düse in einen freien Raum bestimmen, da an dieser Position noch keine signifikante Interaktion mit der Umgebung stattgefunden hat und die lokalen Bereiche, welche den Axial- und Drallimpulsstrom beinhalten, klar umrissen sind. Problematisch ist es, die Drallzahl einer Strömung in einem großen Strömungskanal mit verschiedenen interagierenden Wirbelzentren zu bestimmen, da sich hier die sinnvolle Auswahl der Integralgrenzen und somit der zu integrierenden Fläche als schwierig gestaltet. Beispiele hierfür sind Sekundärströmungen in den Passagen eines Turbinenstatorrings. In einem solchen Fall sind andere Größen als die Drallzahl S zur Charakterisierung einer Drallströmung sinnvoller. Auf diese wird in Kapitel 3.4 detailliert eingegangen. Die Drallzahl wird in dieser Arbeit nur als Parameter

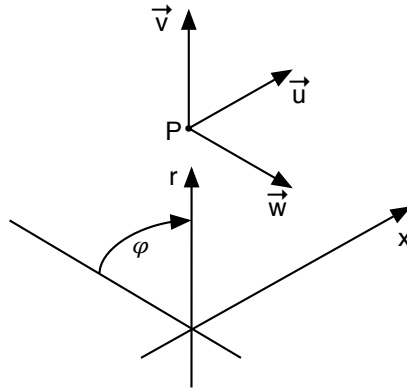


Abbildung 3.9.: Geschwindigkeit eines Punktes in zylindrischen Koordinaten

der simulierten Brennkammerströmung verwendet, nicht aber zur Beschreibung der Strömungsphänomene in der Schaufelkaskade. Hierzu werden Modelle zur Beschreibung von Wirbeln herangezogen.

3.3.1 Modelle zur Beschreibung von Wirbeln

Es gibt verschiedene mathematische Modelle zur Beschreibung von Wirbelstrukturen, welche sich in ihrer Darstellung der Tangentialgeschwindigkeitsverteilung im Wirbel unterscheiden. Im Folgenden wird ein Vektorfeld mit der Geschwindigkeit $\vec{u}^T = [v; w; u]$ in einem zylindrischen Koordinatensystem mit den Koordinaten r , φ und x betrachtet, welches in Abbildung 3.9 dargestellt ist.

Zur Beschreibung von Drehbewegungen von Vektorfeldern werden zwei Kenngrößen verwendet, die Zirkulation Γ und die Rotation $\vec{\omega}$, welche auch als Wirbelstärke bezeichnet wird. Die Zirkulation Γ längs einer geschlossenen Wegstrecke C ist in Gleichung 3.11 definiert. Die Rotation $\vec{\omega}$ ist in Gleichung 3.12 definiert.

$$\Gamma = \oint_C \vec{u}(\vec{s}) d\vec{s} \quad (3.11)$$

$$\vec{\omega} = \vec{\nabla} \times \vec{u} = \begin{pmatrix} \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial r} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial(rw)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

Zur Beschreibung von Wirbelstrukturen werden im weiteren Verlauf folgende Annahmen getroffen:

- Rotationssymmetrie um x : $d/d\varphi = 0$
- Zweidimensionales Vektorfeld $\mathbb{R}^2\{r; \varphi\}$: $d/dx = 0$
- Homogenes u : $du/dr = 0$
- Quellfrei in $r\varphi$ -Ebene: $v = 0$

Es ergeben sich mit Hilfe der Annahmen die folgenden vereinfachten Gleichungen für die Zirkulation (Gl. 3.13) und für den Betrag der Rotation (Gl. 3.14) von Wirbeln.

$$\Gamma(r) \hat{=} w(r) 2\pi r \quad (3.13)$$

$$|\vec{\omega}| \hat{=} |\vec{\nabla} \times \vec{u}| \hat{=} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{w}{r} \hat{=} \frac{1}{2\pi r} \frac{\partial \Gamma}{\partial r} \quad (3.14)$$

Es können hierbei zwei Fälle für die mathematische Modellierung eines Wirbels definiert werden. Zum einen existiert der Potentialwirbel, welcher eine hyperbolische Tangentialgeschwindigkeitsverteilung und eine Rotationsfreiheit aufweist. Mathematisch wird er durch die Gleichung 3.15 definiert.

$$|\vec{\omega}| \hat{=} 0 \quad (3.15)$$

Hieraus ergibt sich für die Zirkulation Gleichung 3.16 und für die Verteilung der Tangentialgeschwindigkeit Gleichung 3.17.

$$\Gamma(r) \hat{=} K_1 \quad (3.16)$$

$$w(r) \hat{=} \frac{K_1}{2\pi r} \hat{=} \frac{K_2}{r} \quad (3.17)$$

Wie aus der Tangentialgeschwindigkeitsverteilung in Gleichung 3.17 hervorgeht, strebt der Wert der Tangentialgeschwindigkeit bei Annäherung an die Drehachse des Wirbels monoton gegen unendlich. Dies hat Konsequenzen für die Schubspannungen τ in dem Fluid, welche durch Gleichung 3.18 beschrieben wird. η ist hierbei die dynamische Viskosität des Fluids. Eine Annäherung an die Drehachse des Wirbels hätte in einem viskosen Fluid nach Gleichung 3.19 unendlich hohe Schubspannungen zur Folge, was sich real nicht einstellen würde. Potentialwirbel existieren daher nur in einer reibungsfreien Strömung.

$$\tau = \frac{\partial w(r)}{\partial r} \hat{=} -\frac{K_1}{2\pi r^2} \eta \quad (3.18)$$

$$\lim_{r \rightarrow 0} \left(-\frac{K_1}{2\pi r^2} \right) \eta = \infty \quad (3.19)$$

Der andere Fall in der mathematischen Modellierung eines Wirbels ist der Starrkörperwirbel. Dieser zeichnet sich durch eine lineare Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit mit dem Radius aus. Mathematisch wird er durch die Gleichung 3.20 definiert.

$$w(r) \hat{=} K_3 r \quad (3.20)$$

Hieraus ergibt sich für die Zirkulation Gleichung 3.21 und für die Rotation Gleichung 3.22.

$$\Gamma(r) \hat{=} K_3 2\pi r^2 \quad (3.21)$$

$$|\vec{\omega}| \hat{=} 2K_3 \quad (3.22)$$

In einer realen Strömung existiert selten ein reiner Starrkörperwirbel oder ein reiner Potentialwirbel. Es bildet sich eine Mischform aus beiden Wirbeltypen heraus, wobei im Bereich des Drehzentrums die Strömung ein Verhalten zeigt, welches dem Starrkörperwirbel nahe kommt. In dem radial von der Drehachse weiter

entfernten Bereich kommt das Verhalten der Strömung dem eines Potentialwirbels gleich. In diesem Gebiet spielen Reibungskräfte eine untergeordnete Rolle. Somit kann die Verteilung der Tangentialgeschwindigkeit eines realen Wirbels abschnittsweise als ein Potentialwirbel und ein Starrkörperwirbel definiert werden. Dieses Wirbelmodell wird als Rankine-Wirbel bezeichnet [36]. Die Funktion der Tangentialgeschwindigkeit $w(r)$ eines Rankine-Wirbels wird durch Gleichung 3.23 beschrieben.

$$w(r) = w(r_1) \left(\frac{r_1}{r} \right)^n \quad \text{mit} \quad \begin{cases} n = -1 & \text{für } 0 \leq r \leq r_1 \\ n = 1 & \text{für } r > r_1 \end{cases} \quad (3.23)$$

Es ist erkennbar, dass die Verteilung der Tangentialgeschwindigkeit des Rankine-Wirbels einen unstetigen Verlauf annimmt, da an der charakteristischen Stelle $r = r_1$, dem sogenannten Wirbelkernradius, die Geschwindigkeitsverteilung sprunghaft von der eines Starrkörperwirbels auf die eines Potentialwirbels übergeht. Der Wirbelkernradius besitzt keine physikalische Bedeutung.

Aufgrund der Unstetigkeit in der Verteilung der Tangentialgeschwindigkeit weicht der Rankine Wirbel von einem realen Wirbel ab. Der Hamel-Oseen-Wirbel weist keine Unstetigkeit auf und beschreibt die Eigenschaften eines realen Wirbels wesentlich genauer (siehe Siegloch [90] sowie Schade und Kunz [83]). Die Tangentialgeschwindigkeitsverteilung ist nach Gleichung 3.24 definiert. Hierbei stellt Γ_0 den Wert der Zirkulation Γ des Tangentialgeschwindigkeitsfeldes eines Rotationswirbelfadens zum Zeitpunkt $t = 0$ dar. Für Werte von $t > 0$ wird das Tangentialgeschwindigkeitsfeld flacher und breiter. ν ist die kinematische Viskosität, welche vom Fluid abhängig ist.

$$w(r) = \frac{\Gamma_0}{2\pi r} \left(1 - e^{-\frac{r^2}{4\nu t}} \right) \quad (3.24)$$

Abbildung 3.10 zeigt die Verteilungen der Tangentialgeschwindigkeit der vier genannten Wirbelmodelle, wobei die Verteilung des Hamel-Oseen-Wirbels für nur einen Zeitpunkt $t > 0$ dargestellt ist.

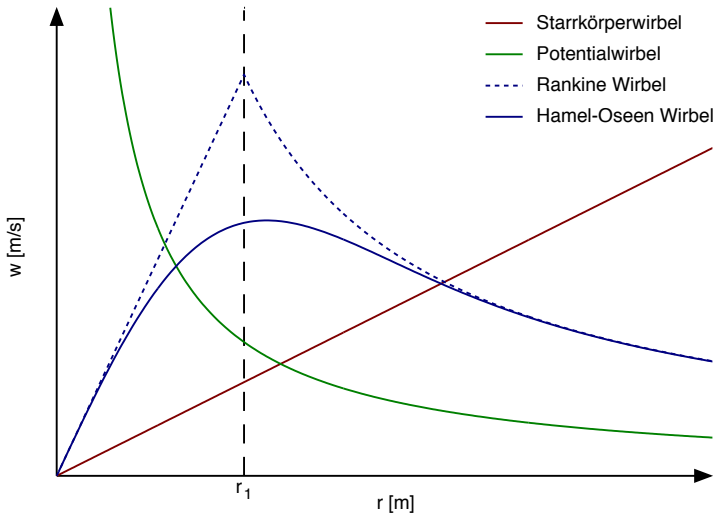


Abbildung 3.10.: Verteilung Tangentialgeschwindigkeiten für verschiedene Wirbelmodelle

3.3.2 Die Rezirkulationszone in einer starken Wirbelströmung

Die radiale Kräftebilanz für eine rotationssymmetrische, reibungsfreie und eindimensionale Wirbelströmung stellt die Zentrifugalkraft und die Druckkraft in ein Gleichgewicht und wird durch Gleichung 3.25 dargestellt.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho w(r)^2}{r} \quad (3.25)$$

Kommt es zu einer Vergrößerung des maximal möglichen Wertes von dem Wirbelradius $r_{max,1}$ in Folge einer Erweiterung des Strömungskanals, wie z.B. aufgrund einer sprunghaften Querschnittserweiterung nach einer Drallerzeugerdüse, so erfolgt eine Veränderung dieses Gleichgewichts. Es kommt aufgrund der Zentrifugalkraft zu einer Verlagerung der radialen Position der maximalen Tangentialgeschwindigkeit w_{max} von der Drehachse des Wirbels hin zu einem größeren Radius $r_{max,2}$. Das Ergebnis ist eine Aufweitung des Wirbels. Der Drehimpuls des Wirbels bleibt bei dieser Änderung erhalten, was zur Folge hat, dass der Wert der maximalen Tangentialgeschwindigkeit w_{max} durch Gleichung 3.26 bestimmt ist. Die Extrema der

Geschwindigkeitsverläufe nehmen ab. Hierdurch nimmt der statische Druck nahe der Mittelachse des Wirbels zu.

$$w_{max,1}r_1 = w_{max,2}r_2 \quad (3.26)$$

Werden zusätzlich Wandreibungseffekte betrachtet, so können auch diese zu einer ähnlichen Abschwächung einer Drallströmung führen. Hier kommt es ebenfalls zu einer Vergleichmäßigung der Extrema der Geschwindigkeitsverläufe der Drallströmung und zu einem Anstieg des statischen Drucks nahe der Mittelachse.

Es entsteht somit ein Druckgradient, welcher der axialen Hauptrichtung der Strömung entgegen gerichtet ist. Aufgrund dieses Gradienten reduziert sich die axiale Komponente u der Strömung. Ist dieser Druckgradient aufgrund einer hinreichend starken Wirbelströmung groß genug, kommt es zu einer Umkehr der Strömung nahe des Wirbelkerns und es entsteht ein Gebiet, in welchem sich Fluid entgegen der Hauptströmungsrichtung bewegt, eine sogenannte „zentrale Rezirkulationszone“. Dieses Strömungsphänomen wird als „Vortex-Breakdown“ bezeichnet. Messungen haben gezeigt, dass es bei einer Drallzahl S von ungefähr 0,6 und größer zu der Ausbildung einer zentralen Rezirkulationszone kommt. Diese Drallzahl wird auch als kritische Drallzahl bezeichnet. Die kritische Drallzahl ist jedoch keine feststehende Größe, da sie ebenfalls unter anderem von der Geometrie der Düse des Drallerzeugers und anderen Randbedingungen abhängig ist (siehe [37]).

Die Ausprägung der Drallströmung und die Form und Größe der zentralen Rezirkulationszone sind von verschiedenen Parametern abhängig. Diese werden im Folgenden in Anlehnung an die Beobachtungen von Gupta et al. [37] für drallbehafte Gasströmungen phänomenologisch diskutiert.

- Drallzahl S
- Art der Drallerzeugung
- Geometrie der Drallerzeugerdüse
- Reagierende oder inerte Strömung

Drallzahl S

Bei einer Vergrößerung der Drallzahl S in einem Bereich von $0,6 < S < 1,5$ vergrößert sich zunächst die axiale Ausdehnung des zentralen Rezirkulationsgebiets. Wird die Drallzahl S weiter erhöht, so reduziert sich die axiale Ausdehnung wieder. Es kommt jedoch zu einer radialen Verdickung der zentralen Rezirkulationszone.

Art der Drallerzeugung

Nach Gupta et al. [37] werden verschiedene Arten unterschieden, wie eine drallförmige Strömung erzeugt werden kann. Die verschiedenen Arten der Drallerzeugung haben einen Einfluss auf das zentrale Rezirkulationsgebiets. Wird ein Drallerzeuger verwendet, welcher mit Leitblechen ausgestattet ist und welcher axial durchströmt wird, so ist bei gleicher Drallzahl S ein zentrales Rezirkulationsgebiet mit größerer räumlicher Ausdehnung zu erwarten als bei einem Drallerzeuger, welcher mit tangentialen Kanälen ausgestattet ist.

Geometrie der Drallerzeugerdüse

Die Geometrie der Düse des Drallerzeugers hat einen entscheidenden Einfluss auf die Eigenschaften der zentralen Rezirkulationszone. Liegt eine divergente Düsenkontur am Austritt des Drallerzeugers vor, so reduziert sich die kritische Drallzahl S , ab welcher es zur Bildung eines zentralen Rezirkulationsgebiets kommt, im Vergleich zu einer sprunghaften Querschnittserweiterung. Weiterhin wird durch eine divergente Drallerzeugerdüse das zentrale Rezirkulationsgebiet vergrößert und der Massenstrom in der zentralen Rückströmzone steigt an. Ein weiterer Einflussparameter im Fall eines Drallbrenners in einer Brennkammer ist die Existenz einer zentrisch positionierten Brennstoffdüse im Bereich des Drallerzeugeraustritts. Aufgrund dieser reduziert sich der Massenstrom in der zentralen Rückströmzone. Das zentrale Rezirkulationsgebiet ist abhängig von dem Verhältnis zwischen der kleinsten Querschnittsfläche der Drallerzeugerdüse und dem Querschnitt des nachfolgenden Strömungskanals. Unter der Voraussetzung eines konstanten Massenstroms und eines Strömungskanals mit einer kreisförmiger Querschnittsfläche ist die Axialgeschwindigkeit einer Strömung abhängig von dem Quadrat des Radius der Querschnittsfläche. Die Tangentialgeschwindigkeit ist hingegen linear von dem Radius abhängig. Eine Veränderung des Flächenverhältnisses hat also entsprechend ihrer Definition direkte Auswirkungen auf die Drallzahl S im Speziellen und weiterhin auf die Eigenschaften der Drallströmung im Allgemeinen.

Reagierende oder inerte Strömung

Ein weiterer Einflussfaktor, welcher die zentrale Rezirkulationszone im Speziellen und eine Drallströmung im Allgemeinen beeinflusst, ist das Vorhandensein einer Verbrennung im Bereich der Strömung.

In einem realen modernen Triebwerk steigt die Totaltemperatur der Strömung aufgrund der Energiezufuhr während des isobaren Verbrennungsvorganges von einem Wert von $T_{t3} = 700 \text{ K}$ im Bereich des Brennkammereintritts auf einen Wert von $T_{t4} = 1800 \text{ K}$ am Eintritt der Hochdruckturbine an. Im Zuge der Erwärmung des

Fluids sinkt dessen Dichte um ca. 60%. Hierdurch nimmt die Axialgeschwindigkeit des Fluids bei dem Durchströmen des Brennraums aufgrund der auftretenden Dichteabnahme um den Faktor 2,5 zu.

In Bezug auf die Systemgrenzen hat diese axiale Beschleunigung jedoch oft keinen nennenswerten Einfluss auf die Tangentialgeschwindigkeit der Strömung. Es folgt somit unmittelbar, dass die Drallzahl S abnimmt. Diese zusätzliche axiale Beschleunigung aufgrund der Verbrennung findet bei inerten Drallströmungen nicht statt.

3.4 Verfahren zur Charakterisierung von Sekundärströmungen

Wie in Abschnitt 3.1 gezeigt, existieren verschiedene Sekundärströmungsphänomene, welche Auswirkungen auf das Verhalten von Turbinenschaufeln haben. Eine der wichtigsten Aufgaben bei der Betrachtung einer Strömung in den Passagen einer Turbinenbeschaufelung ist die Analyse der auftretenden Sekundärströmungen. Hierzu gehört die Identifikation der auftretenden Wirbel und die Beschreibung ihrer Eigenschaften. Ein Wirbel kann durch seine Dimensionen sowie durch die in ihm vorherrschenden Geschwindigkeiten und die damit verbundene Wirbelstärke charakterisiert werden. Es existieren verschiedene Verfahren, mit welchen sich diese Eigenschaften bestimmen lassen. Diese werden im Folgenden beschrieben.

3.4.1 λ_2 -Kriterium

Um Aussagen über die Eigenschaften eines Wirbels tätigen zu können, muss dieser zunächst innerhalb eines Strömungsfeldes identifiziert werden und dessen Position und Ausdehnung bekannt sein. Diese drei Eigenschaften können mittels des λ_2 -Kriteriums von Jeong und Hussain [48] ermittelt werden. Eine ausführliche Beschreibung des λ_2 -Kriterium findet sich ebenfalls in Kegalj [55] und in Kegalj et al. [56], welche hier in kurzer Form wiedergegeben wird. Grundlage für das λ_2 -Kriterium bildet die Annahme, dass in einer inkompressiblen Strömung die Position eines lokalen Druckminimums mit der Position eines Wirbelzentrums übereinstimmt. Um die Position zu ermitteln wird der Tensor des Geschwindigkeitsgradienten ∇u eines Bereichs einer Strömung in einen symmetrischen Teil S und einen asymmetrischen Teil Ω zerlegt. Danach werden die Eigenwerte von $S^2 + \Omega^2$ gesucht. Besonderes Augenmerk wird hierbei auf den zweiten Eigenwert λ_2 gelegt. Ist dieser negativ, so ist der betrachtete Bereich Teil eines Wirbels. Auf diese Weise lässt sich der Wirbelkern sowie die Ausdehnung des Wirbels ermitteln. Weitere Information

über die Charakteristik des betrachteten Wirbels können nicht mit Hilfe des λ_2 -Kriteriums gewonnen werden, da die ermittelten Eigenwerte keine physikalische Bedeutung besitzen. Es müssen also andere Größen verwendet werden, um z.B. die Stärke eines Wirbels zu charakterisieren.

3.4.2 Wirbelstärke $\vec{\omega}$

In der Strömungslehre stellt die bereits in Gleichung 3.14 eingeführte Wirbelstärke $\vec{\omega}$ einen Vektor dar, der die lokale Drehbewegung eines Fluids um einen Punkt beschreibt. Je größer die Wirbelstärke ist, umso schneller ist diese Drehbewegung. Im Folgenden wird ein kartesisches Koordinatensystem mit den Achsen x , y und z angenommen, wobei x die Tiefenkoordinate darstellt. In der Vektordarstellung ergibt sich für die Wirbelstärke $\vec{\omega}$ Gleichung 3.27.

$$\vec{\omega} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

Liegt keine Änderung der Geschwindigkeit \vec{u} in Richtung der Tiefenkoordinate x vor oder ist diese vernachlässigbar klein, so nehmen die Gradienten $\frac{\partial u}{\partial z}$, $\frac{\partial w}{\partial x}$, $\frac{\partial v}{\partial x}$ und $\frac{\partial u}{\partial y}$ den Wert Null an. Es vereinfacht sich so die Wirbelstärke $\vec{\omega}$. Der Betrag von dieser wird in Gleichung 3.28 dargestellt.

$$|\vec{\omega}| \cong \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \quad (3.28)$$

3.4.3 Abweichende kinetische Energie (AKE) einer Strömung

Um die Sekundärströmungen in einem Strömungsfeld identifizieren zu können, muss zunächst die gewünschte, idealisierte Hauptströmungsrichtung als Referenz festgelegt werden. Dies gestaltet sich im Falle einer Passage, welche durch moderne dreidimensional geformte Schaufeln und konturierte Endwände begrenzt wird, als sehr schwierig. Im Fall einer ebenen Kaskade mit Schaufeln, welche als gerade Prismen ausgeführt sind und konstante Abströmwinkel aufweisen, ist die Festlegung der Hauptströmungsrichtung als Referenz deutlich einfacher. Nach Marchal

und Sieverding [70] wird die Strömung, welche auf der halben Kanalhöhe und der halben Schaufelteilung vorherrscht, als Referenzfall zur Definition der Hauptströmungsrichtung verwendet werden. Eine Abweichung von dieser so definierten Hauptströmungsrichtung wird als Sekundärströmung $\vec{u}_2^T = [v; w]$ betrachtet. Um die Intensität der auf diese Weise ermittelten Sekundärströmungen in einer aus n Messpunkten bestehenden Ebene zu untersuchen, kann mittels der Gleichung 3.29 die in ihnen vorhandene kinetische Energie berechnet werden. Die sogenannte abweichende kinetische Energie AKE wird für jeden Vektor im betrachteten Strömungsfeld berechnet und anschließend summiert.

$$AKE = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m (v_i^2 + w_i^2) \quad (3.29)$$

3.5 Grundlagen der Filmkühlung

Seit ihrer Erfindung unterliegt die Gasturbine einem kontinuierlichen Optimierungsprozess mit dem Ziel, ihren Gesamtwirkungsgrad zu verbessern. Eine Möglichkeit, den Gesamtwirkungsgrad zu erhöhen, ist unter gewissen Voraussetzungen die gemeinsame Anhebung der Verdichterförderhöhe und der Turbineneintrittstemperatur (TET) (Gmelin et al. [33]). In Abbildung 3.11 ist der zeitliche Verlauf der Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur dargestellt. Weiterhin ist die Obergrenze der erträglichen Materialtemperaturen der thermisch am höchsten belasteten Komponenten der Hochdruckturbine, wie z.B. die Turbinenbeschaufelung, dargestellt. Obwohl es in den Bereichen der Materialforschung ebenfalls zu Fortschritten kam und neue, thermisch hochbelastbare Legierungen entwickelt wurden, ist erkennbar, dass bei den derzeitigen Turbineneintrittstemperaturen von über 2000 K die Funktion der Turbine nur mittels Kühltechniken gewährleistet werden kann. Es existieren verschiedene Konzepte zur Realisierung der Kühlung von Turbinenschaufeln. Diese gliedern sich in drei Gruppen.

- Passive Kühlung
- Innere Kühlung
- Äußere Kühlung

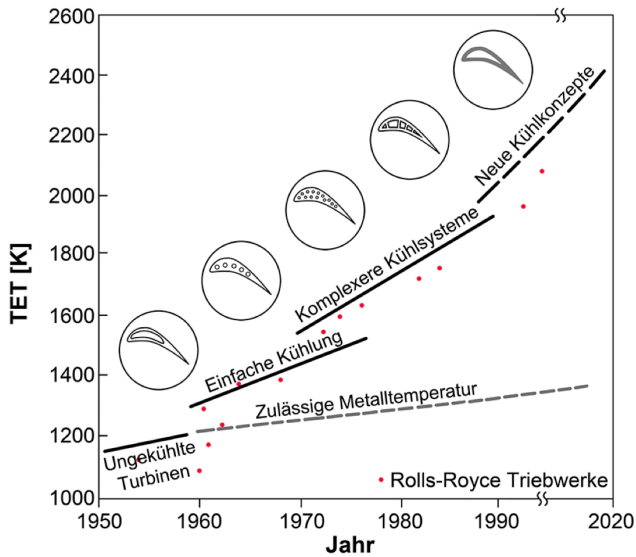


Abbildung 3.11.: Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur (aus Lerch [64])

Passive Kühlung

Die passive Kühlung wird mittels isolierender Beschichtungen realisiert, welche auf die Turbinenschaufeln aufgebracht werden und so aufgrund ihrer niedrigeren Wärmeleitfähigkeit die heißen Gase der Primärströmung von dem empfindlicheren Material der Schaufeln trennen. Hierfür wird z.B. Zirkondioxid verwendet, welches auf die Schaufeloberfläche aufgedampft wird (Vaßen et al. [97]). Dieses Verfahren reicht alleine jedoch in aller Regel nicht aus, um die Materialtemperaturen der Turbinenschaufeln auf ein zulässiges Maß zu reduzieren.

Innere Kühlung

Die innere Kühlung einer Turbinenschaufel hat das Ziel, durch Konvektion eine möglichst große Menge an Wärme von der Schaufelwand weg zu transportieren. Hierfür werden in das Innere einer Schaufel Kanäle eingebracht, durch welche das Kühlmedium strömt. Auf diese Weise wird Wärme von der Schaufelwand auf das Kühlmedium übertragen und mit dieser abgeführt. Weiterhin kann das Kühlmedium über Bohrungen im Inneren der Schaufel gegen deren Wand geblasen werden, um so die Materialtemperatur der Schaufel zu senken. Dieses Verfahren wird als Prallkühlung bezeichnet.

Äußere Kühlung

Bei der äußeren Kühlung wird eine isolierende Schicht zwischen der Turbinenschaufel und dem heißen Gas der Hauptströmung eingebracht. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um diese Schicht zu generieren. Diese werden von Goldstein [34] beschrieben und im Folgenden wiedergegeben. Die erste Möglichkeit besteht darin, eine ablative Beschichtung auf das zu kühlende Objekt aufzubringen, welche im Betrieb kontinuierlich sublimiert und so einen sehr effektiven flächigen Kühlfilm ausbildet. Dieses Verfahren hat jedoch den Nachteil, dass es nur schwer erneuerbar ist und deshalb nicht zur Kühlung von Turbinenschaufeln verwendet wird. Ein Beispiel für die Anwendung dieses Verfahrens ist die Raumfahrt, wo ein Körper durch eine ablative Schicht vor der entstehenden Wärme bei dem Wiedereintritt in eine Atmosphäre geschützt wird. Ein weiteres Verfahren, welches zur Gruppe der äußeren Kühltechniken gehört, ist die Effusionskühlung. Hier besteht die zu kühlende Turbinenschaufel aus einem porösen Material und die Kühlluft wird über diese Poren ausgeblasen. Der Vorteil der Effusionskühlung besteht darin, dass das austretende Kühlmedium sehr homogen über die zu kühlende Fläche verteilt wird. Derzeit existiert jedoch noch kein poröses Material, welches gleichzeitig eine ausreichende Festigkeit aufweist, um in einer Gasturbine zum Einsatz zu kommen. Ein Nachteil besteht bei einem porösen Material in der geringen Größe der Poren. Hier ist die Gefahr gegeben, dass diese verstopfen und so die Kühlleistung beeinträchtigt wird. Aus diesem Grund kommt diese aktive Kühlungstechnik noch nicht bei aktuellen Gasturbinen zum Einsatz. Eine dritte Möglichkeit der äußeren Kühlung besteht in der Ausblasung des Kühlmediums aus diskreten Filmkühlbohrungen, um so einen Kühlfilm aufzubauen. Dieses Verfahren wird als Filmkühlung bezeichnet. Der so entstehende Kühlfilm hat zwei Aufgaben. Zum einen soll er die Hauptströmung von der Schaufel thermisch trennen und zum anderen soll er das Material der Schaufel kühlen. Hierbei kann das Kühlmedium aus einem flächig verteilten Netz aus Filmkühlbohrungen oder nur aus einzelnen Reihen ausgeblasen werden.

In modernen Gasturbinen werden sowohl passive als auch innere und äußere Kühlungsverfahren in geeigneter Kombination verwendet, um einen optimalen Schutz für die Turbinenbeschaukelung zu realisieren. Bei einer Gasturbine wird die für die innere und die äußere Kühlung notwendige Kühlluft dem Hauptluftstrom in der letzten Verdichterstufe entnommen und in der Turbine als Kühlmedium verwendet. Hierfür wird die Kühlluft unter anderem in Kühlkanäle im Inneren der Schaufeln eingebracht, wo sie der Konvektionskühlung dient. Die Kühlkanäle sind zudem mittels Filmkühlbohrungen mit der Schaufeloberfläche verbunden, durch welche ein gewisser Anteil der Kühlluft austritt und zur Filmkühlung verwendet wird. Eine

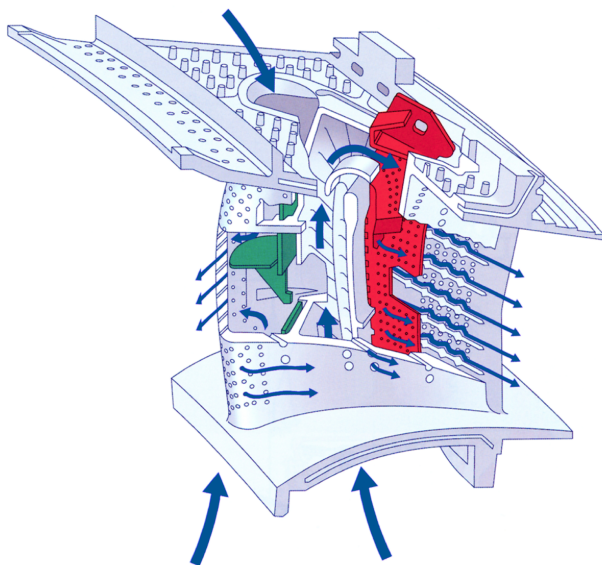


Abbildung 3.12.: Kühlsystem eines modernen Hochdruckturbinenstators (nach [1])

moderne Statorbeschaufelung einer Hochdruckturbinen mit den integrierten Kühlsystemen ist in Abbildung 3.12 dargestellt. Alle Kühlkonzepte, die mit Verdichterluft arbeiten, haben jedoch einen Nachteil. Die für die Kühlung verwendete Luft steht dem Primärprozess nicht mehr zur Verfügung und reduziert den Gesamtwirkungsgrad der Maschine. Zudem beeinflusst der eingebrachte Kühlfilm die umgebende Hauptströmung und kann so zu zusätzlichen Wirkungsgradverlusten führen. Es ist daher ein Ziel bei der Entwicklung einer Gasturbine, die benötigte Kühlluftmenge auf ein notwendiges Minimum zu reduzieren und gleichzeitig die notwendige Kühlung zu erreichen.

3.5.1 Wirbelstrukturen bei der Einblasung von Kühlluft

Um eine Optimierung der Legung des Kühlfilmes und dessen Wirkung durchführen zu können, muss das Verhalten der Kühlluft bei der Einbringung mittels Filmkühlbohrungen bekannt sein.

Wird Sekundärluft über Filmkühlbohrungen in eine Hauptströmung eingeblasen entstehen verschiedene Wirbelstrukturen. Vier Wirbeltypen werden von Dückershoff

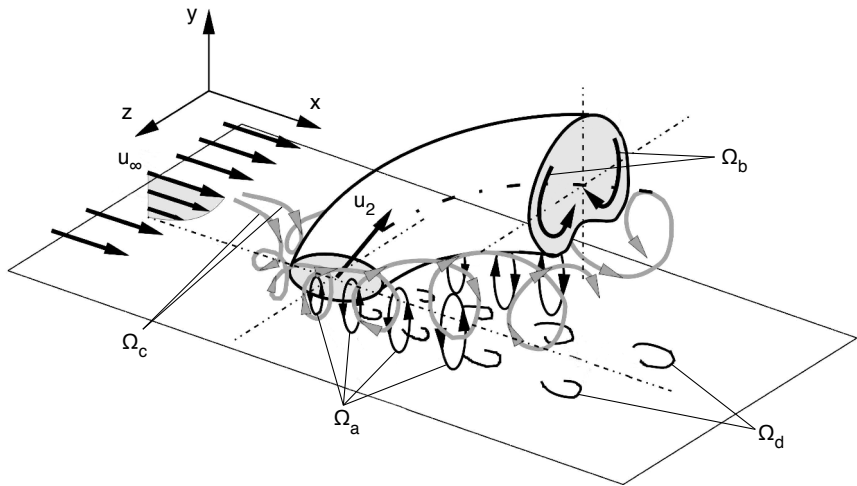


Abbildung 3.13.: Wirbelstrukturen bei der Einblasung von Kühlluft in eine Hauptströmung aus einem Einzelloch (nach Dückershoff [25])

[25] detailliert beschrieben. Diese werden im Folgenden kurz wiedergegeben sowie in Abbildung 3.13 dargestellt.

- Ω_a -Struktur:** Ringwirbel um einen Kühlluftstrahl
 Der aus der Filmkühlbohrung austretende Kühlluftstrahl stellt für die Hauptströmung ein freistehendes zylindrisches Hindernis dar. Die Hauptströmung wird bei der Umströmung des Kühlluftstrahls beschleunigt. Auf diese Weise wird der Druck am seitlichen Strahlrand abgesenkt. Die so entstehende Druckdifferenz zwischen dem seitlichen Strahlrand und der weiter vom Kühlluftstrahl entfernten Hauptströmung induziert den sogenannten Ringwirbel.
- Ω_b -Struktur:** Nierenwirbel im Kühlluftstrahl
 Das Nierenwirbelpaar entsteht durch die Ablenkung des Kühlluftstrahls aufgrund der Interaktion mit der Hauptströmung. Dies entspricht der Strömung in einem Rohrkrümmer. Hierbei wird Fluid zwischen dem Wirbelpaar in Richtung y transportiert und am Rand des Wirbelpaars entgegen der y -Richtung bewegt. Beide Vorgänge haben Einfluss auf die Kühlwirkung des Kühlluftstrahls.
- Ω_c -Struktur:** Hufeisenwirbel um einen Kühlluftstrahl
 Der Hufeisenwirbel entsteht aufgrund der gleichen Mechanismen wie sein

Äquivalent in dem bereits in Kapitel 3.1 beschriebenen Sekundärströmungsmodell in einer Turbinenpassage. Die Grenzschicht der Hauptströmung wird bei dem Auftreffen auf den Filmkühlstrahl an dessen Vorderseite aufgestaut, woraufhin am vorderen Strahlrand ein entgegen der y -Richtung gerichteter negativer Druckgradient entsteht. Aufgrund diesem wird die Hauptströmung im Bereich dieser Aufstauung aufgerollt und bildet einen Hufeisenwirbel, welcher sich zu beiden Seiten des Filmkühlstrahls fortsetzt.

- **Ω_d -Struktur:** Totwasserwirbel stromab eines Kühlluftstrahls
Der Totwasserwirbel entsteht durch instationäre Vorgänge im Nachlaufgebiet des Filmkühlstrahls, ähnlich der Wirbel im Nachlaufgebiet eines festen Zylinders.

Neben der Filmkühlstrahl-Hauptstrom-Interaktion wird ein Filmkühlstrahl auch durch die Geometrie der Filmkühlbohrung und die Strömung in dieser geprägt. Für die Filmkühlung mit mehreren Filmkühlstrahlen sind diese Einflüsse jedoch von untergeordneter Bedeutung. Als primärer Einflussfaktor ist die Schaufelinnenströmung anzusehen. Sie ist laut Lerch [64] für die Menge an Filmkühlluft verantwortlich, die pro Bohrung austritt und generiert daher eine bestimmte Verteilung der sogenannten Ausblaserate M , welche durch Gleichung 4.1 definiert ist. Diese ist entscheidender für die Filmkühlung als das Einzelverhalten eines Strahls, jedoch auch nicht so maßgebend wie der Zusammenschluss mehrerer Filmkühlstrahlen zu einem Film, der sogenannten Filmkühllegung. Dieses Zusammenschließen der Strahlen zu einem Film und dessen Struktur ist überwiegend durch die vier beschriebenen Wirbeltypen nach Dückershoff [25] geprägt.

3.5.2 Thermische Wirkung des Kühlfilmes

Die thermische Wirkung des Kühlfilmes besteht aus zwei Mechanismen. Zum einen soll durch das austretende Fluid die Schaufeloberfläche von dem heißen Gas der Primärströmung thermisch getrennt werden. Zum anderen soll durch den Kühlfilm, der eine deutlich niedrigere Temperatur aufweist als die Hauptströmung, das Schaufelmaterial von außen gekühlt werden.

Vereinfacht betrachtet lässt sich eine dem Primärstrom ausgesetzte Schaufel ohne Filmkühlung als eine mit einer Oberflächenströmung beaufschlagte ebene Platte darstellen, wobei die Platte eine Temperatur T_w und die Oberflächenströmung eine Temperatur T_∞ aufweist. Die Wärmestromdichte \dot{q} zwischen der Hauptströmung

und der Wand lässt sich nun als Produkt dieser treibenden Temperaturdifferenz und des Wärmeübergangskoeffizienten α abbilden zu Gleichung 3.30.

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_{\infty} - T_W) \quad (3.30)$$

Im Fall einer Ausblasung von Kühlluft aus einer Reihe von Filmkühlbohrungen auf der ebenen Platte verändert sich sowohl die Temperaturdifferenz zwischen dem Primärstrom und der Wand aufgrund der niedrigeren Temperatur der Kühlluft als auch der Wärmeübergangskoeffizient aufgrund der geänderten Strömung im plattennahen Bereich. Diese zwei Effekte der Filmkühlung müssen bei ihrer Betrachtung miteinbezogen werden. Laut Eckert [26] kann die Wirkung des Kühlfilmes unter der Annahme von konstanten Stoffwerten und einer stationären, inkompressiblen Strömung durch eine getrennte Betrachtung von zwei Fällen und anschließende Superposition beschrieben werden.

Für den ersten Fall wird angenommen, dass das Kühlmedium mit einer Temperatur T_2 ausgeblasen wird, die von der Temperatur des Hauptstroms T_{∞} verschieden ist. Weiterhin wird die Wand als adiabat betrachtet. Dieser Fall ist in Gleichung 3.31 dargestellt. Die resultierende Wandtemperatur wird unter Voraussetzung dieser Annahmen als adiabate Wandtemperatur T_{aW} bezeichnet und entspricht der lokalen Temperatur, welche durch die Mischung von Kühlluft und Primärstrom entsteht.

$$\dot{q}_{f \ aW} = 0 \quad (3.31)$$

Für den zweiten Fall wird angenommen, dass das Kühlmedium mit der selben Temperatur ausgeblasen wird, wie sie der Primärstrom aufweist. Es gilt also $T_2 = T_{\infty}$. Die Wärmestromdichte an der Wand \dot{q}_f wird in diesem Fall als nicht Null angenommen und ist in Gleichung 3.32 dargestellt. Die resultierende Wandtemperatur wird in diesem Fall als isoenergetische Wandtemperatur T_{isoW} bezeichnet.

$$\dot{q}_f = \alpha_f \cdot (T_{\infty} - T_{isoW}) \quad (3.32)$$

Die Differenz zwischen der Temperatur des Hauptstroms und der lokalen Wandtemperatur der filmgekühlten Platte kann nach Eckert [26] durch die Superposition der Temperaturdifferenzen der beiden betrachteten Fälle dargestellt werden.

$$T_{\infty} - T_{fW} = (T_{\infty} - T_{aW}) + (T_{\infty} - T_{isoW}) \quad (3.33)$$

Hieraus ergibt sich mit Gleichung 3.32 die durch Gleichung 3.34 beschriebene Wärmestromdichte \dot{q}_f an der Wand der filmgekühlten Platte.

$$\dot{q}_f = \alpha_f \cdot (T_{aW} - T_{fW}) \quad (3.34)$$

In dieser Arbeit wird der Fall der adiabaten Wand betrachtet. Die verwendete adiabate Wandtemperatur T_{aW} wird dabei als die dimensionslose adiabate Filmkühleffektivität η_{ad} dargestellt, welche in Gleichung 3.35 definiert ist.

$$\eta_{ad} = \frac{T_{aW} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad (3.35)$$

3.5.3 Die Analogie zwischen Wärme- und Stofftransport

Aufgrund der extremen Temperaturen, welche in einer Gasturbine an den Positionen vorherrschen, an denen Filmkühlung zum Einsatz kommt, ist es bislang nicht möglich, einen Kühlfilm unter realitätsnahen Bedingungen zu untersuchen. Um dennoch Aussagen über die Eigenschaften eines Kühlfilmes tätigen zu können, müssen das Verhalten und die Eigenschaften eines realen Kühlfilmes in einem untersuchbaren Modell abgebildet werden. Eine Möglichkeit der Umsetzung dieser Forderung bietet die Substitution des Wärmetransports durch den Stofftransport, da dies eine deutliche Vereinfachung in der Handhabung darstellt. Es muss jedoch sichergestellt werden, dass eine Analogie zwischen dem Wärmetransport und dem Stofftransport existiert und somit die Ergebnisse übertragbar werden.

Für die Beurteilung der Gültigkeit der Analogie zwischen Wärmetransport und Stofftransport werden die Erhaltungsgleichungen von Energie und Stoff gemäß Jung [51], Haslinger [40] und Lerch [64] in eine dimensionslose Form gebracht. Hierzu werden im Folgenden dimensionslose Kenngrößen für die charakteristischen Größen einer Strömung benannt.

$$\begin{aligned} \hat{x}_i &= \frac{x_i}{l} & \hat{t} &= \frac{t}{\frac{l}{u_{\infty}}} & \hat{u}_i &= \frac{\overline{u}_i}{u_{\infty}} \\ \hat{p} &= \frac{p}{\rho u_{\infty}^2} & \hat{T} &= \frac{\overline{T} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} & \hat{C} &= \frac{\overline{C} - C_{\infty}}{C_2 - C_{\infty}} \end{aligned}$$

Weiterhin werden in den Gleichungen 3.36 bis 3.40 verschiedene Ähnlichkeitskennzahlen definiert.

$$\text{molekulare Prandtl-Zahl} \quad Pr = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \quad (3.36)$$

$$\text{molekulare Schmidt-Zahl} \quad Sc = \frac{\nu}{D} \quad (3.37)$$

$$\text{Reynolds-Zahl} \quad Re = \frac{u_\infty l}{\nu} \quad (3.38)$$

$$\text{turbulente Prandtl-Zahl} \quad Pr_{turb} = \frac{\epsilon_{\tau,turb}}{\epsilon_{q,turb}} \quad (3.39)$$

$$\text{turbulente Schmidt-Zahl} \quad Sc_{turb} = \frac{\epsilon_{\tau,turb}}{\epsilon_{D,turb}} \quad (3.40)$$

Im Weiteren wird ebenfalls gemäß Jung [51], Haslinger [40] und Lerch [64] davon ausgegangen, dass die betrachteten Stoffe den folgenden Eigenschaften genügen:

- $Ma < 0,3$, also inkompressible Strömung
- konstante Stoffwerte
- Newton'sches Fluid
- thermisch und kalorisch ideal
- Thermodiffusion und Diffusionsthermik vernachlässigbar
- Volumenkräfte vernachlässigbar
- Keine chemische Reaktion

Mit diesen Definitionen lassen sich die dimensionslosen Erhaltungsgleichungen für die Energie in Gleichung 3.41 und für den Stoff in Gleichung 3.42 darstellen.

$$\frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{t}} + \hat{u}_i \frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{x}_i} = \frac{1}{Re \, Pr} \left[\frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{x}_i} \left(1 + \frac{\epsilon_{\tau,turb}}{\nu} \frac{Pr}{Pr_{turb}} \right) \right] \quad (3.41)$$

$$\frac{\partial \hat{C}}{\partial \hat{t}} + \hat{u}_i \frac{\partial \hat{C}}{\partial \hat{x}_i} = \frac{1}{Re \, Sc} \left[\frac{\partial \hat{C}}{\partial \hat{x}_i} \left(1 + \frac{\epsilon_{\tau, turb}}{\nu} \frac{Sc}{Sc_{turb}} \right) \right] \quad (3.42)$$

Beide Erhaltungsgleichungen weisen unter zwei Bedingungen eine mathematische Ähnlichkeit auf. Diese Bedingungen sind in den Gleichungen 3.43 und 3.44 dargestellt.

$$Pr = Sc \quad \hat{=} \quad Le = \frac{Pr}{Sc} = 1 \quad (3.43)$$

$$Pr_{turb} = Sc_{turb} \quad \hat{=} \quad Le_{turb} = \frac{Pr_{turb}}{Sc_{turb}} = 1 \quad (3.44)$$

Sind diese beiden Bedingungen erfüllt, so besteht eine Übertragbarkeit von der Konzentration \hat{C} zu der Temperatur \hat{T} .

Vergleicht man bei einer bestehenden Filmkühlung den Fall einer adiabaten Wand mit einer stoffundurchlässigen Wand, so nehmen die jeweiligen Gradienten (Temperatur bzw. Konzentration) den Wert null an. In beiden Fällen finden also nahe der Wand keine molekularen Austauschvorgänge statt. Aufgrund dieser Tatsache ist die Erfüllung der Bedingung, welche in Gleichung 3.43 genannt wurde, nicht erforderlich.

Wird nun das Fernfeld in großer Distanz zu der Wand betrachtet, so dominieren in diesem Bereich die turbulenten Austauschvorgänge für den Anwendungsfall der Filmkühlung. Die molekularen Austauschvorgänge spielen nur eine untergeordnete Rolle. Somit kann auch hier Gleichung 3.43 vernachlässigt werden. Jedoch muss hier Gleichung 3.44 erfüllt sein. Laut Jung [51] und Haslinger [40] kann die Erfüllung dieser Bedingung jedoch für technisch relevante Fälle als gegeben angenommen werden.

Die Gültigkeit der Wärme-Stoff-Analogie kann unter den genannten Voraussetzungen und Annahmen als erwiesen betrachtet werden. Die adiabate Filmkühleffektivität kann also indirekt über die impermeable Stoffkonzentration ermittelt werden. Dies führt zu der Gleichung 3.45, welche die Grundlage der Ammoniak-Diazomessmethode bildet. Diese Messmethode wird von Friedrichs et al. [30] ausführlich beschrieben.

$$\eta_{ad} = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_2 - T_{\infty}} \quad \hat{=} \quad \eta_{iw} = \frac{C_{iw} - C_{\infty}}{C_2 - C_{\infty}} \quad (3.45)$$

3.5.4 Charakteristik eines Kühlfilmes

Die Charakteristik des Kühlfilmes einer Turbinenschaufel wird durch eine Vielzahl von Faktoren beeinflusst. Diese werden von Dückershoff [25] und Ardey [4] detailliert beschrieben. In Anlehnung an beide Autoren werden diese hier kurz wiedergegeben. Die Einflussparameter können hierbei nach Dückershoff [25] in drei Kategorien unterteilt werden:

- Aerodynamik
- Geometrie
- Maschinenrandbedingungen

Im Folgenden werden für jede Kategorie eine Auswahl von Einflussparametern aufgeführt. In Klammern sind jeweils beispielhaft Veröffentlichungen zu dem jeweiligen Parameter aufgeführt.

Die aerodynamischen Einflussparameter umfassen hierbei unter anderem die folgenden Punkte:

- Die Ausblaserate M der eingebrachten Sekundärluft (Dückershoff [25] und Baldauf et al. [5]). Auf die Definition der Ausblaserate wird in Kapitel 4.2.1 näher eingegangen.
- Der Unterschied der Dichte ρ und Temperatur T zwischen der Hauptströmung und der eingebrachten Sekundärluft (Sinha et al. [91]).
- Der Grad der Turbulenz der Hauptströmung (Bons et al. [14] und Cutbirth und Bogard [22]).
- Das aufgrund von Druckgradienten in der Hauptströmung auf die Schaufeloberfläche aufgeprägte Druckprofil (Deinert [23]).
- Der Zustand und die Dicke der Grenzschicht der Hauptströmung (Dückershoff [25] und Deinert [23]).
- Die Zuströmung zu dem Filmkühlbohrloch und die Strömung im Inneren der Bohrung (Lerch [64]).

Eine Auswahl der Parameter, welche die Geometrie der Filmkühlbohrungen und der zu kühlenden Schaufel betreffen, werden im Folgenden aufgelistet.

- Der radiale und axiale Anstellwinkel der Bohrung relativ zu der zu kühlenden Schaufeloberfläche (Ekkad et al. [28] und [27] und Schmidt et al. [86] bzgl. radialem Anstellwinkel, sowie Kohli und Bogard [59] bzgl. axialem Anstellwinkel).

-
- Die Distanz zwischen den einzelnen Filmkühlbohrungen bzw. die Teilung der Bohrungen (Schmidt et al. [86]).
 - Die Distanz zwischen verschiedenen hintereinander positionierten Filmkühlbohrungsreihen (Jung [51]).
 - Die Geometrie der Filmkühlbohrungen (Goldstein [34] und Bunker [15] und [17]).
 - Das Verhältnis der Länge der Filmkühlbohrung zu dessen Durchmesser (Lutum und Johnson [68]).
 - Die Geometrie der zu kühlenden Oberfläche (Jung [51]).
 - Die Rauigkeit der Oberfläche der zu kühlenden Schaufel (Bons [13]).
 - Fertigungsgenauigkeit der Bohrungsgeometrie und -position (Jovanović et al. [50] und Jovanović [49]).

Weiterhin existieren Einflüsse, welche durch die Maschine selbst bedingt werden. Diese werden auszugsweise im Folgenden dargestellt.

- Einflüsse der Rotation auf den Kühlfilm bei filmgeköhlten Laufschaufeln (Ahn et al. [2]).
- Gegenseitige Beeinflussung von Rotor und Stator (Deinert [23] und Wolff [98]).

4 Experimenteller Aufbau

Die im Rahmen dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen sollen dazu führen, ein genaueres Verständnis über die Auswirkungen einer stark verdrahten Hauptströmung auf die Strömung innerhalb der ersten Statorreihe der Hochdruckturbine sowie deren Verlustverhalten zu erlangen. Weiterhin wird der Kühlfilm der Schaufeln bei verschiedenen Betriebszuständen untersucht. Im Folgenden wird der experimentelle Aufbau beschrieben, an welchem die Untersuchungen durchgeführt wurden. Die folgende Beschreibung des Prüfstands erfolgt in Anlehnung an [31].

4.1 Das Primärluftsystem des Kaskadenprüfstands

Im Zuge der Untersuchungen wurde ein Kaskadenwindkanal aufgebaut, welcher sich in zwei luftführende Systeme unterteilen lässt. Diese sind ein Primärluftsystem und ein Sekundärluftsystem. Das Primärluftsystem ist als Windkanal im Saugbetrieb (Eiffel-Bauart) ausgeführt. Dieses kann in vier Segmente unterteilt werden, welche in Abbildung 4.1 dargestellt werden.

- Einlaufstreckenmodul
- Messstrecke
- Abluftkanal
- Luftversorgung

4.1.1 Einlaufstreckenmodul

Das Einlaufstreckenmodul des Prüfstands existiert in zwei verschiedenen Ausführungen. Zum einen kann der Windkanal mit einer konventionellen Einlaufstrecke für eine rein axiale Zuströmung betrieben werden. Zum anderen kann ein Brennkammersimulator für eine verdrahte Strömung innerhalb der Messstrecke verwendet werden. Beide Module werden im Folgenden beschrieben und werden in Abbildung 4.2 dargestellt.

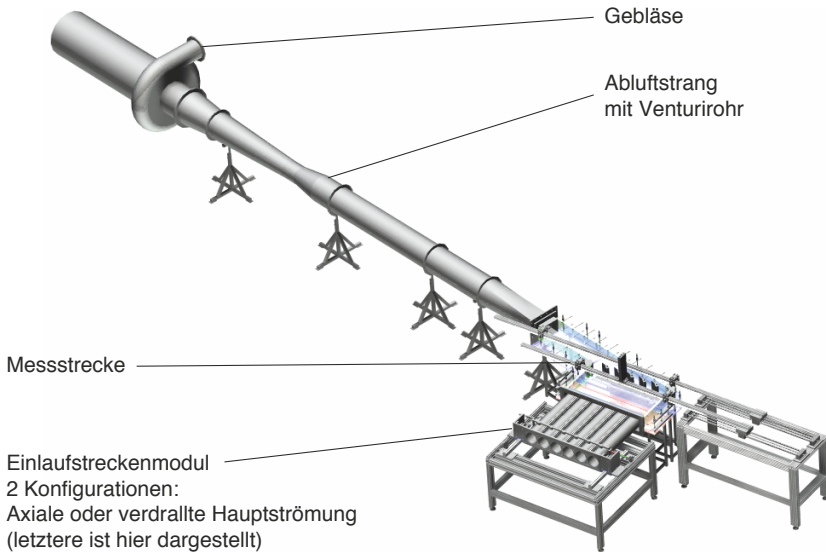


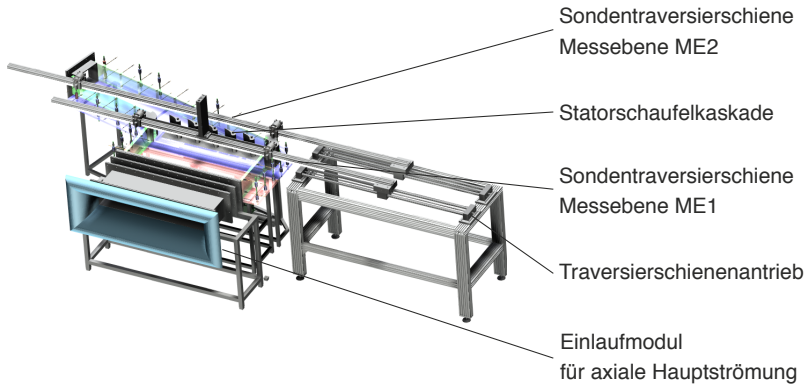
Abbildung 4.1.: Gesamtansicht des Kaskadenwindkanals (nach [31])

Modul für axiale Hauptströmung

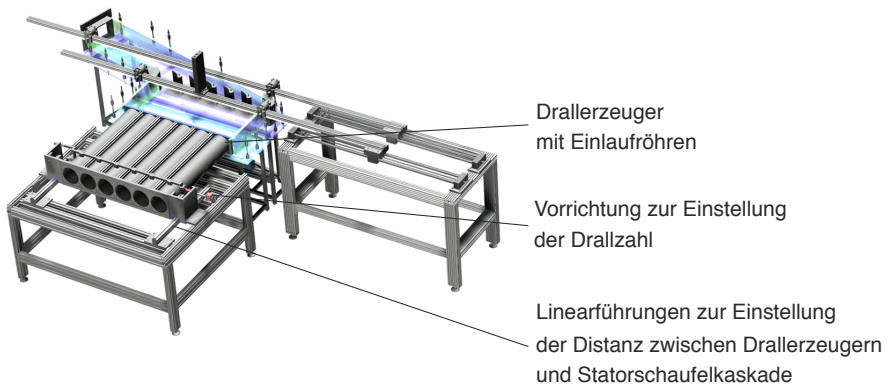
Das Modul für axiale Hauptströmung erzeugt eine unverdrallte Zuströmung auf das ebene Schaufelgitter. Das Modul ist mit vier Sieben mit gleicher Maschenweite und einem Wabengleichrichter ausgestattet, um die aus der Laborhalle angesaugte Luft zu vergleichmäßigen und so eine homogene Verteilung der Zuströmgeschwindigkeit am Eintritt in die Messstrecke zu erreichen.

Brennkammersimulationsmodul

Das Brennkammersimulationsmodul ist mit sechs Drallerzeugern ausgestattet, um eine verdrallte Hauptströmung in der Messstrecke zu generieren. Die Drallerzeuger entsprechen denen, welche von Leuckel [67] ausführlich beschrieben und als Typ Movable Block Swirl Generator (MBSG) bezeichnet werden. Der Aufbau und das Wirkprinzip dieses Drallerzeugertyps sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Der MBSG ist ein radial durchströmter Drallerzeuger, welcher mit einem zentralen Strömungskörper ausgestattet ist. Die Grundkomponenten dieses Drallerzeugers bilden zwei Ringe, welche mit radialen Leitschaufeln in Form von massiven Blöcken bestückt sind. Beide Ringe sind konzentrisch zueinander ausgerichtet und greifen ineinander. Einer der beiden Blöcke ist fest mit einem Flansch verbunden, der andere ist



(a) Messstrecke mit axialem Einlaufmodul



(b) Messstrecke mit Brennkammersimulator als Einlaufstreckenmodul

Abbildung 4.2.: Messstrecke des Kaskadenprüfstands (nach [31])

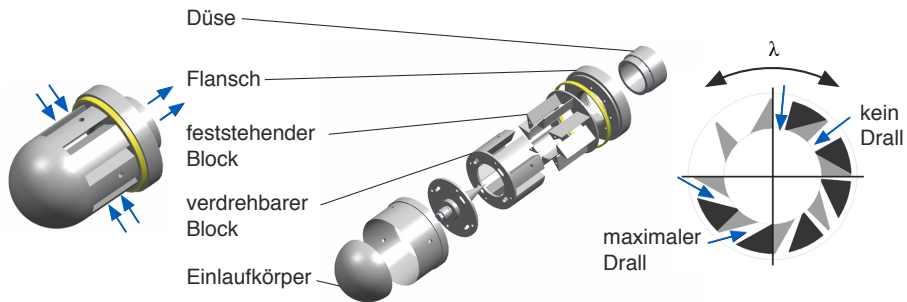
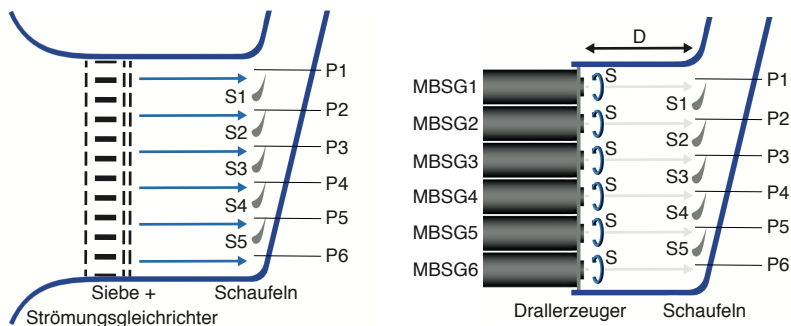


Abbildung 4.3.: Aufbau des Movable Block Swirl Generators (nach [31])

beweglich gelagert. Wird der bewegliche Block relativ zu dem unbeweglichen Block um einen Winkel λ gedreht, so werden radiale oder tangentielle Kanäle geöffnet oder geschlossen. Auf diese Weise werden deren Querschnittsflächen geändert. So ist es möglich, die Drallzahl S der Austrittsströmung des Drallerzeugers stufenlos zu variieren. Es sind Verdrehwinkel von $\lambda = 0^\circ$ bis $\lambda = 15^\circ$ möglich. Bei $\lambda = 0^\circ$ sind ausschließlich radiale Kanäle geöffnet und es liegt eine minimale Drallzahl S_{min} der Austrittsströmung aus dem Drallerzeuger vor. Bei $\lambda = 15^\circ$ sind ausschließlich tangentielle Kanäle geöffnet und es liegt die mit dem Drallerzeuger maximal erreichbare Drallzahl S_{max} vor. Sämtliche sechs Drallerzeuger sind mit Einlaufröhren ausgestattet, um eine über den Umfang gesehene homogene Zuströmung zu den Schlitzen der Drallerzeuger zu gewährleisten. Die Länge der Einlaufröhren beträgt das Sechsfache vom Röhrendurchmesser. Weiterhin sind die Einlaufröhren mit den beweglichen Blöcken der Drallerzeuger gekoppelt, so dass ein Verdrehen der Röhren eine Verstellung des Winkels λ der MBSG nach sich zieht. Die sechs Einlaufröhren sind wiederum mittels eines Gestänges miteinander gekoppelt, so dass eine synchrone Verstellung des Verdrehwinkels λ möglich ist.

Das Drallerzeugermodul ist weiterhin mit Linearführungen ausgestattet, auf welchen die Drallerzeuger und deren Einlaufröhren samt Kopplungsgestänge ruhen. Mittels dieser Linearführungen lässt sich die Distanz D zwischen den Drallerzeugerdüsen und den Vorderkanten des Schaufelgitters stufenlos verstellen. Bezogen auf die Höhe der Messstrecke H kann jede Distanz zwischen dem minimalen Abstand $D = 1,25H$ und dem maximalen Abstand $D = 3H$ eingestellt werden. Wird die Distanz D auf den Durchmesser der Drallerzeugerdüse bezogen, so beträgt der einstellbare Bereich $D = 3,125d_0$ bis $D = 7,5d_0$.



(a) Schematische Darstellung der Messstrecke mit axialem Einlaufstreckenmodul

(b) Schematische Darstellung der Messstrecke mit Brennkammersimulator als Einlaufstreckenmodul

Abbildung 4.4.: Schematische Darstellung der Messstrecken (nach [31])

Um in jeder Passage des stromab folgenden Schaufelgitters möglichst ähnliche Strömungszustände zu erreichen, sind die Mittelpunkte der Drallerzeugerdüsen auf die Mittelpunkte der Passagen der Kaskade ausgerichtet.

Im Folgenden wird der auf die Passage P1 (Innenseite der Umlenkung) gerichtete Drallerzeuger als DE1 und der auf die Passage P6 (Außenseite der Umlenkung) gerichtete Drallerzeuger als DE6 bezeichnet. Abbildung 4.4 zeigt eine schematische Darstellung der beiden möglichen Prüfstandskonfigurationen.

4.1.2 Die Messstrecke des Kaskadenprüfstands

Die Messstrecke besteht aus fünf Statorschaufelmodellen einer Hochdruckturbine, welche das zu untersuchende Schaufelgitter bilden. Das Gehäuse der Messstrecke besteht aus transparenten Acrylglasplatten, um eine optimale optische Zugänglichkeit zur Anwendung von optischen Messmethoden (z.B. Particle Image Velocimetry) zu bieten. Der Querschnitt der Messstrecke vor dem Schaufelgitter hat ein Verhältnis von der Breite B zu der Höhe H von $B/H = 6$. Weiterhin ist die Messstrecke mit zwei Sondentraversierschienen (siehe Abb. 4.2) ausgestattet, mit deren Hilfe die Vermessung des Strömungsfeldes in zwei Ebenen mittels Sonden möglich ist. Hierbei befindet sich eine Messebene in der Eintrittsebene (ME1) und eine Messebene in der Austrittsebene (ME2) des Schaufelgitters. Die Distanz zwischen den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln und der stromaufwärts gelegenen Messebene ME1 beträgt

$2,25l_{\text{chord},ax}$. Der Abstand zwischen der Hinterkante der Kaskadenschaufeln und der stromabwärts gelegenen Messebene ME2 beträgt $1l_{\text{chord},ax}$. Beide Distanzen sind auf die axiale Sehnenlänge des Schaufelprofils $l_{\text{chord},ax}$ bezogen. Die Messstrecke ist weiterhin mit Wanddruckbohrungen ausgestattet, welche sich stromauf des Schaufelgitters befinden. Die Bohrungen sind quer zur Hauptströmungsrichtung in der Messstrecke angeordnet.

4.1.3 Untersuchtes Schaufelmodell

Die Untersuchungen wurden mit fünf baugleichen prismatischen Modellschaufeln durchgeführt. Die Modelle basieren auf einem um einen Faktor von fünf vergrößerten zweidimensionalen Statorschaufelprofil, welches dem einer realen Hochdruckturbine entspricht. Die Höhe der Schaufel entspricht der Höhe der Messstrecke. Die Sehnenlänge beträgt $l_{\text{chord}} = 0,8H$, die axiale Sehnenlänge beträgt $l_{\text{chord},ax} = 0,4H$. Die Umlenkung der Schaufel beträgt $76,5^\circ$. Zur Verbesserung der Periodizität der Strömung in den Passagen der Kaskade befinden sich an den beiden Seitenwänden der Messstrecke Halbschaufeln, welche den Abschluss der Schaufelkaskade darstellen. Eine genaue Beschreibung der Optimierung der Periodizität der Schaufelkaskade findet sich in Kapitel 6.1.1. Die Schaufelteilung P entspricht der Höhe einer Schaufel H . Der Bereich der Schaufel, der sich in der Nähe des Messstreckenbodens befindet, wird im Folgenden als Schaufelnabe bezeichnet. Derjenige im Bereich des Deckels wird als Schaufelspitze definiert.

Es wurden zwei unterschiedliche Konfigurationen von Filmkühlbohrungen untersucht, welche in Abbildung 4.5 dargestellt sind. Beide Konfigurationen entsprechen realen Vorderkantenfilmkühlssystemen von Statorschaufeln einer Hochdruckturbine. Die beiden untersuchten Konfigurationen bestehen jeweils aus zwei Reihen von Filmkühlbohrungen, wobei jede Reihe aus 29 einzelnen Bohrungen mit einem Durchmesser d besteht. Jede Filmkühlbohrung hat einen bodenparallelen Abstand von $2,5d$ zu dem realen Staupunkt des Schaufelprofils. Der axiale Austrittswinkel der Filmkühlbohrungen beträgt für die beiden untersuchten Konfigurationen $\beta_{ax} = 90^\circ$. Bei der ersten untersuchten Filmkühlkonfiguration FC1 beträgt der radiale Austrittswinkel der Bohrungen $\beta_{rad} = 0^\circ$, bei der zweiten untersuchten Konfiguration FC2 wurde ein radialer Austrittswinkel von $\beta_{rad} = 45^\circ$ festgelegt. Sämtliche Bohrungen von FC2 sind auf die Schaufelspitze gerichtet. Die radiale Teilung der Filmkühlbohrungen beträgt bei beiden Konfigurationen $3d$, das Verhältnis der Länge der Filmkühlbohrungen zu deren Durchmesser beträgt im Fall von FC1 $2,5d$ und im Fall von FC2 $3,5d$. Die mittleren drei Kaskadenschaufeln sind jeweils

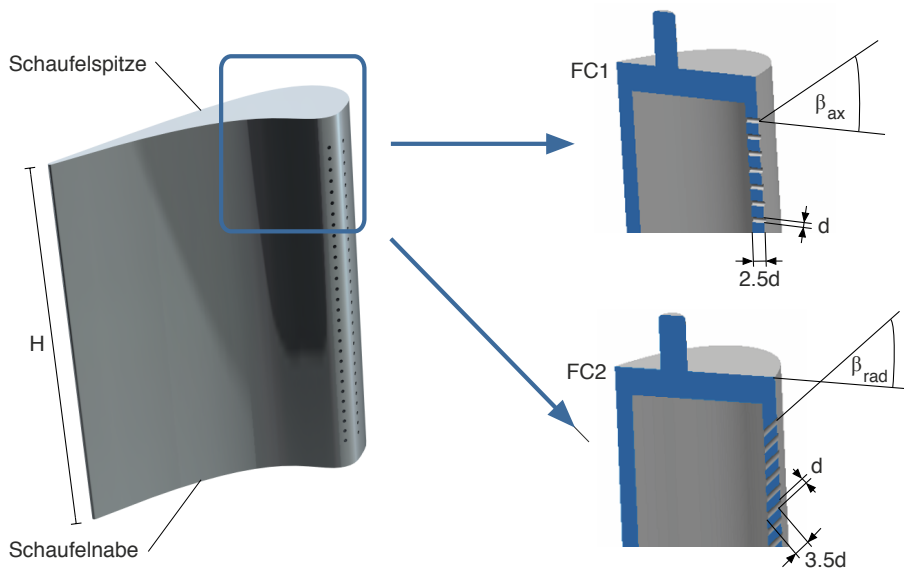


Abbildung 4.5.: Untersuchtes Schaufelmodell mit Filmkühlbohrungen (nach [31])

mit einem großen Plenum in ihrem Inneren ausgestattet, um die Homogenität der lokalen Ausblaserate über der Höhe der Schaufel zu maximieren.

Abbildung 4.6 zeigt das Koordinatensystem der Schaufeln, welches für sämtliche Betrachtungen der Vorgänge auf der Schaufeloberfläche verwendet wird. Saugseite und Druckseite der Schaufeln werden bei den einzelnen Betrachtungen getrennt dargestellt. Der Ursprung der Koordinate s befindet sich im Zentrum der Austrittsöffnung der Filmkühlbohrungen und folgt dem Verlauf der Oberfläche der Schaufel. Der Ursprung der Koordinate z_v befindet sich im Zentrum der Austrittsöffnung der unteren Filmkühlbohrung und wächst mit zunehmender Schaufelhöhe.

4.1.4 Abluftkanal

Stromab der Messstrecke befindet sich der Abluftkanal, welcher ein geschweißtes Venturirohr nach DIN EN ISO 5167 und dessen erforderliche Einlaufstrecke enthält. Das Venturirohr wird für die Bestimmung des Massenstroms im Primärluftsystem verwendet. Stromauf des Venturirohrs befindet sich eine geeignet lange Zulaufstrecke sowie eine Lochplatte, um eine möglichst ungestörte Strömung im Bereich des Venturirohrs zu ermöglichen.

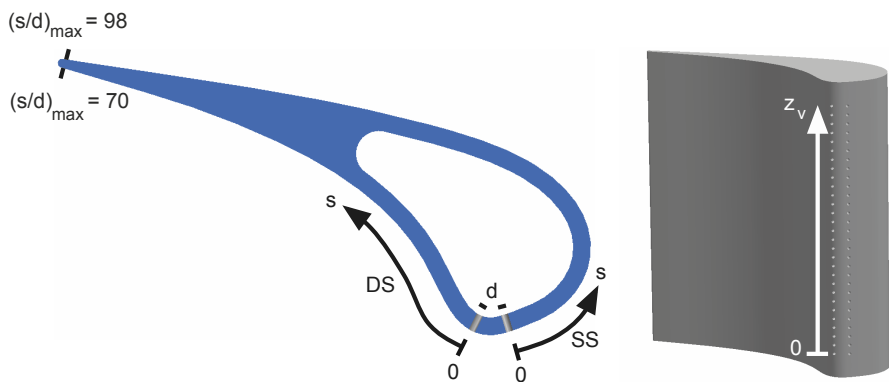


Abbildung 4.6.: Koordinatensystem der Schaufel (nach [31])

4.1.5 Luftversorgung des Kaskadenprüfstands

Die Luftversorgung des Primärluftsystems erfolgt mittels eines Radialverdichters, welcher über eine elektrische Antriebsleistung von $P_{el} = 132 \text{ kW}$ verfügt. Der Betriebspunkt des Radialventilators kann mittels eines Drallreglers eingestellt werden. Dieser befindet sich unmittelbar stromauf des Laufrades und ist integraler Bestandteil des Gebläses.

4.1.6 Betriebspunkt Primärluftsystem

Für den Betrieb des Prüfstandes wird die Reynolds'sche Ähnlichkeit verwendet, um das Verhältnis zwischen Druck- und Reibungskräften realitätsnah abbilden zu können. Auf die Abbildung von realitätsnahen Kompressibilitätseffekten und somit auf die Anwendung der Mach'schen Ähnlichkeit wird bei dem Betrieb des Primärluftsystems verzichtet. Das Primärluftsystem wird bei einer Nenn-Reynolds-Zahl von $Re_{nenn} = 100000$ an der Eintrittsebene des Schaufelgitters betrieben, wobei zur Bildung von Re als charakteristische Länge die Sehnenlänge des Schaufelprofils l_{chord} verwendet wird. Weiterhin wird zur Bildung die flächengemittelte Geschwindigkeit in der Eintrittsebene der Kaskade verwendet. Die nötigen Betriebsparameter des Primärluftkanals in dieser Ebene werden mittels des Venturirohres im Abluftkanal sowie mit den statischen Druckbohrungen und dem Temperatursensor stromauf des Schaufelgitters bestimmt. Die eingestellte Reynolds-Zahl liegt geringfügig unter

dem Wert, welcher in einer realen Gasturbine vorzufinden ist. Sie befindet sich jedoch innerhalb der gleichen Größenordnung. Im Zuge von Inbetriebnahmemessungen konnten keine Unterschiede im vermessenen Strömungsfeld zwischen einer realen Reynolds-Zahl und der verwendeten Reynolds-Zahl festgestellt werden. Die im Vergleich zu einer realen Gasturbine niedrigere Reynolds-Zahl wurde aufgrund technischer Gründe verwendet.

Es wurden zwei Distanzen D zwischen den Drallerzeugeraustrittsdüsen und den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln untersucht. Diese sind im Einzelnen $D = 1,75H$ (entspricht $D = 4,375d_0$) und $D = 2,5H$ (entspricht $D = 6,25d_0$).

Die Stärke des Dralls wird durch die Drallzahl S nach Gleichung 3.10 definiert. Es wurden verschiedene Drallzahlen untersucht. Diese sind im Einzelnen: $S = 0,6$, $S = 0,8$ und $S = 1,0$. Die Drallzahl wurde direkt an der Austrittsebene der Drallerzeugerdüse bestimmt. Die Bestimmung der Drallzahl wird in Kapitel 6.2 näher beschrieben. Als charakteristische Länge für die Bildung der Drallzahl wurde der Radius r_0 der Drallerzeugeraustrittsdüse gewählt.

4.2 Das Sekundärluftsystem des Kaskadenprüfstands

Die für die Versuche notwendige Sekundärluft wird über ein Sekundärluftsystem bereitgestellt, dessen Funktionsschema in Abbildung 4.7 dargestellt ist. Der Sekundärluftstrom wird mittels eines Seitenkanalverdichters bereitgestellt. Da die Temperatur der Sekundärluft durch den Verdichtungsprozess auf einen Wert von ca. 70°C ansteigt, befindet sich stromab des Gebläses ein Rohrbündel-Wärmeübertrager. Dieser reduziert die Temperatur der Sekundärluft und gleicht diese an die Temperatur der Primärluft an. Stromab des Wärmeübertragers befindet sich ein Wassertank, in welchem mittels zweier im Deckel des Tanks eingelassenen Nebeldüsen der Feuchtegehalt der Sekundärluft über den bestehenden Wert der Primärluft angehoben wird. Sowohl das Angleichen der Temperatur als auch das Erhöhen des Feuchtegehalts der Sekundärluft sind Voraussetzungen für die Anwendung der kalibrierten Ammoniak-Diazo-Messtechnik (siehe auch Jung [51]), auf welche im Kapitel 5.4 genauer eingegangen wird. Der Wassertank ist am Austritt mit Tropfenabscheidern ausgestattet, um das Eindringen von größeren Wassertropfen in den weiteren Sekundärluftkanal und die darauffolgende Messstrecke zu verhindern. Stromab des Wassertanks befindet sich das Ammoniak-Mischrohr, in welchem durch vier über den Umfang verteilten Düsen der Sekundärluft Ammoniak beigemischt wird. Der Volumenstrom der Sekundärluft wird anschließend mittels einer Messblende bestimmt und mit einem Ventil eingestellt und während des Messbetriebs geregelt. Der große

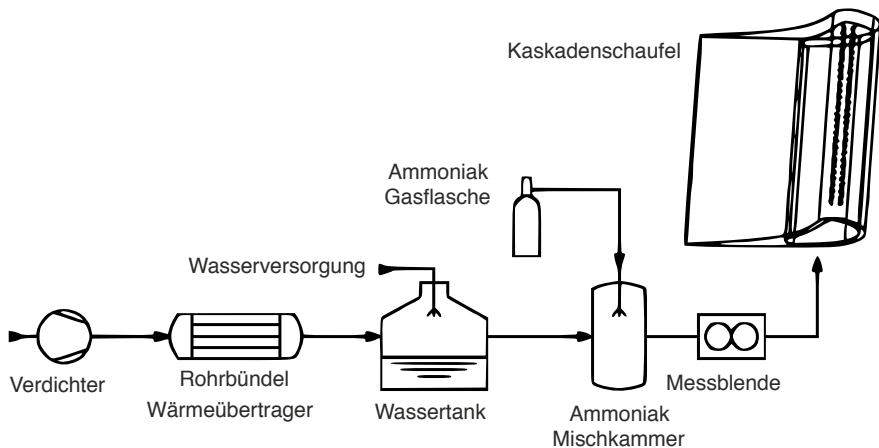


Abbildung 4.7.: Schematische Darstellung des Sekundärluftsystems (nach [31])

Bereich der im Sekundärstrang auftretenden Massenströme, welcher aufgrund der verschiedenen untersuchten Ausblaseraten M auftritt, macht den Einsatz von zwei Messblenden mit verschiedenen Messbereichen notwendig. Auf die Definition der Ausblaserate M wird im folgenden Kapitel näher eingegangen. Die Sekundärluft tritt anschließend in ein unter den Kaskadenschaufeln befindliches zentrales Plenum ein. Hierdurch wird die homogene Sekundärluftversorgung der mittleren drei Schaufeln, welche mit Filmkühlbohrungen ausgestattet sind, sichergestellt. Um eine zusätzliche Homogenisierung der Sekundärluftgeschwindigkeit zu erreichen, erfolgt die Einleitung dieser in das zentrale Plenum von zwei sich gegenüberliegenden Seiten. Das zentrale Plenum ist weiterhin mit einem rohrförmigen Strömungssieb ausgestattet, welches beide Eintrittsstutzen der Sekundärluftleitungen innerhalb des Plenums miteinander verbindet. Dies sorgt für eine weitere Vergleichmäßigung der in das Plenum eintretenden Sekundärluft.

4.2.1 Betriebspunkt Sekundärluftsystem

Die globale Ausblaserate M wird bei den Messungen über sämtliche Filmkühlbohrungen der drei mit Kühlluft versorgten Kaskadenschaufeln eingestellt. Diese ist nach Gleichung 4.1 definiert, wobei ρ_2 und u_2 die Werte der Sekundärluft an den Austritten der Filmkühlbohrungen und ρ_∞ und u_∞ die Werte der ungestörten Hauptströmung in der Eintrittsebene des Schaufelgitters darstellen.

$$M = \frac{\rho_2 \cdot u_2}{\rho_\infty \cdot u_\infty} \quad (4.1)$$

Die Ausblaserate M wurde in einem Bereich von $M = 0,5$ bis $M = 2,0$ in Schritten von $\Delta M = 0,5$ variiert. Die Verteilung der lokalen Ausblaserate M_{lokal} stellt sich für jede Filmkühlbohrung aufgrund der schaufelinternen Strömung und der Zustände an der Schaufeloberfläche ein und kann im Versuch nicht gesondert kontrolliert oder beeinflusst werden.



5 Messmethoden und Versuchsprogramm

In diesem Kapitel werden die einzelnen Messmethoden erläutert, welche im Zuge der Untersuchungen angewendet wurden. Die Beschreibung der Messmethoden erfolgt in Anlehnung an [31]. Abbildung 5.1 zeigt eine Übersicht über die Messebenen und deren Bezeichnungen, welche in der Messstrecke des Kaskadenprüfstands betrachtet wurden. In Tabelle 5.1 wird aufgeführt, an welcher Messebene welche Messmethode angewendet wird.

Aufgrund der Tatsache, dass Messungen an einem gemeinsamen Modell einer Brennkammer und einer Turbine durchgeführt wurden, wurden die für die jeweilige Gasturbinenkomponente gebräuchlichen geometrischen Größen zur Entdimensionierung der einzelnen Ergebnisse verwendet. Diese sind für eine einfachere Umrechnung zur Übersicht in Tabelle 5.2 aufgeführt.

5.1 Vermessung der Strömungsgeschwindigkeiten mittels Particle Image Velocimetry

Im Zuge dieser Arbeit wurden Strömungsfeldvermessungen mit Particle Image Velocimetry (PIV) durchgeführt. Hierbei wurde sowohl Planar-PIV als auch Stereo-PIV Messungen durchgeführt. Im Folgenden werden beide Messmethoden kurz beschrieben. Weiterführende Informationen bezüglich der PIV-Messverfahren und deren Auswertung finden sich unter anderem in Raffel et al. [82] und Tropea et al. [95].

Planar Particle Image Velocimetry

Planar Particle Image Velocimetry ist eine Messtechnik, mit welcher die Geschwindigkeitsverteilung in einer Strömung großflächig vermessen werden kann. Hierzu wird die zu untersuchende Strömung mit Partikeln versetzt, den sogenannten Seeding-Partikeln. Die Art und Größe dieser Partikel muss auf die jeweils zu untersuchenden Strömungsbedingungen angepasst werden. Eine Anforderung an die Partikelgröße ist, dass diese der Strömung möglichst schlupffrei folgen. Auf diese Weise wird

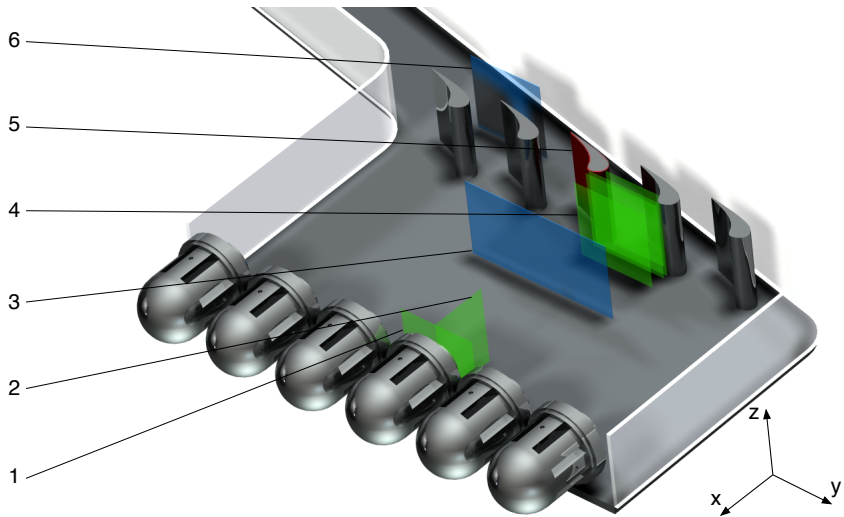


Abbildung 5.1.: Messstrecke mit betrachteten Messebenen

<i>Nr.</i>	<i>Messebene</i>	<i>Messmethode</i>
1	ME _{DE} 1	Planar-PIV <i>yz</i> -Ebene
2	ME _{DE} 2	Planar-PIV <i>xz</i> -Ebene
3	ME1	Fünflochsonde Totaldrucksonde
4	ME _{Pass} 1	Stereo-PIV
	ME _{Pass} 2	Stereo-PIV
	ME _{Pass} 3	Stereo-PIV
	ME _{Pass} 4	Stereo-PIV
5	ME _S	Ammoniak-Diazo-Methode Druckprofil Schaufel
6	ME2	Fünflochsonde

Tabelle 5.1.: Übersicht der Messebenen im Kaskadenprüfstand

Größe	Bezeichnung	Bezug zur Schaufelhöhe H
d_0	Durchmesser der Drallerzeugerdüse	$d_0 = 2/5H$
r_{LE}	Radius der Schaufelvorderkante	$r_{LE} = 11/100H$
P	Schaufelteilung	$P = H$
l_{chord}	Reale Chordlänge der Schaufel	$l_{chord} = 4/5H$
d	Durchmesser der Filmkühlbohrungen	$d = 1/100H$

Tabelle 5.2.: Übersicht der geometrischen Größen

sichergestellt, dass die Bewegungen der Seeding-Partikel die zu untersuchende Strömung korrekt abbilden. Während der Messung wird der Strahl eines gepulsten Lasers mittels einer geeigneten Zylinderlinse zu einem Lichtschnitt aufgeweitet und so die zu untersuchende Messebene beleuchtet. Die in die Strömung eingebrachten Partikel werden mittels des gepulsten Lichtschnittes zweimal beleuchtet. Der Lichtschnitt sollte hierbei eine Dicke von ca. 1mm aufweisen und der zeitliche Abstand der beiden Laserpulse muss so gewählt werden, dass sich die Partikel zum Zeitpunkt des zweiten Pulses noch im Bereich des Lichtschnitts befinden. Das auf diese Weise durch die Seeding-Partikel gestreute Licht wird mit einer CCD-Kamera detektiert. Diese wird möglichst orthogonal zu der zu beobachtenden Ebene ausgerichtet. Die zwei entstandenen Bilder zeigen im Idealfall die selben Partikel, wobei diese auf dem zweiten Bild aufgrund ihrer Bewegung und des späteren Aufnahmezeitpunkts versetzt sind. Beide Bilder werden nun jeweils in Auswertefenster unterteilt und mittels Kreuzkorrelation wird die Verschiebung der in den einzelnen Auswertefenstern sichtbaren Partikelgruppen zwischen den beiden Aufnahmen der CCD-Kamera ermittelt. Da der Zeitabstand der beiden Bilder bekannt ist, lässt sich mit Hilfe der Verschiebung der Partikel die Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten der Strömung in der betrachteten Ebene berechnen.

Stereo Particle Image Velocimetry

Wie bereits beschrieben, ist es durch Planar-PIV möglich, eine flächige Verteilung der Geschwindigkeiten in einer Ebene zu ermitteln. Es ist jedoch nicht möglich, die Geschwindigkeitskomponente zu ermitteln, die orthogonal zu der betrachteten Ebene liegt. Um diese Komponente zu bestimmen, muss das beschriebene Messverfahren um eine weitere CCD-Kamera erweitert werden. Dieses Messverfahren wird als Stereo Particle Image Velocimetry (SPIV) bezeichnet. Beide CCD-Kameras werden für die Messung idealerweise in einem Winkel von 45° zu dem zu betrachtenden Lichtschnitt und in einem Winkel von 90° relativ zueinander angeordnet. Die Messung selbst erfolgt analog zu der bereits beschriebenen Messmethode Planar-

PIV. Für die resultierenden Doppelbilder beider Kameras werden jeweils separate Kreuzkorrelationen durchgeführt. Anschließend können bei bekannter Position beider Kameras im Raum alle drei Geschwindigkeitskomponenten in der Ebene des Lichtschnitts errechnet werden.

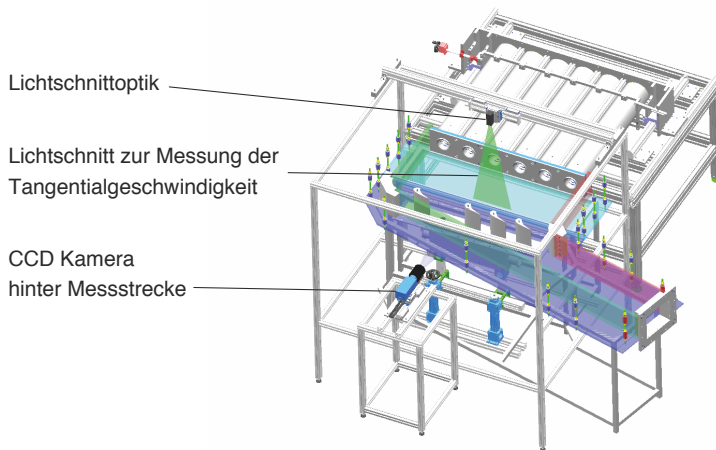
5.1.1 Vermessung des Strömungsfelds des Brennkammersimulators

An dem eingesetzten Movable Block Swirl Generator steht ausschließlich der relative Verdrehwinkel λ zwischen dem beweglichen Block und dem feststehenden Block als Einstellparameter zur Verfügung. Deshalb muss ein eindeutiger Zusammenhang zwischen dieser Größe und der resultierenden Drallzahl S der Strömung an der Austrittsebene der Düsen der Drallerzeuger bestimmt werden. Dieser Zusammenhang wurde durch Verwendung von Planar-PIV ermittelt.

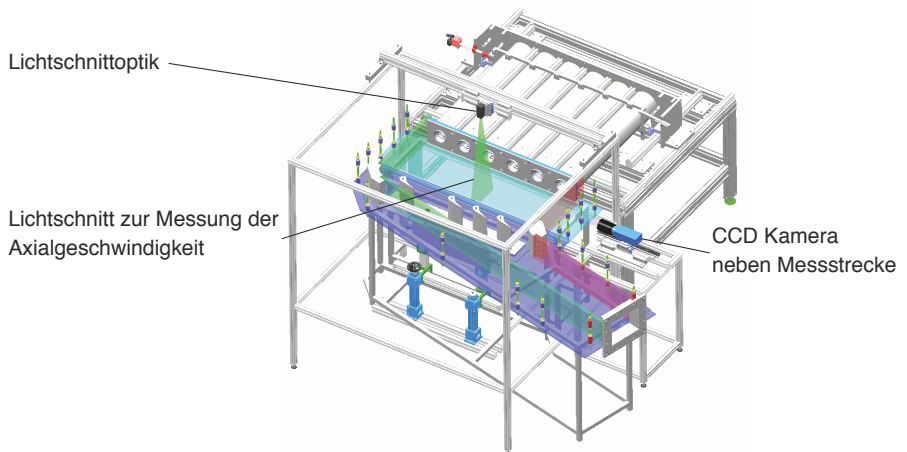
Die für die Vermessung notwendigen Seeding-Partikel wurden mittels eines Seeding Generators der Marke PIVTec erzeugt. Als Material hierfür wurde Paraffinöl, aufgrund dessen Verträglichkeit mit dem Acrylglas des Messstreckengehäuses, verwendet. Das Seeding wurde über den Umfang verteilt in das Einlaufrohr des Drallerzeugers Nummer 3 eingebracht. Der Durchmesser der Partikel betrug $\approx 1\mu\text{m}$. Zur Erzeugung des Lichtschnitts wurde ein Puls laser der Klasse 4 mit einer Strahlenergie von 200mJ des Herstellers Litron verwendet. Der Lichtschnitt wurde von oben in die Messstrecke eingebracht wurde. Die Dicke des Lichtschnitts betrug 1mm.

Für die Vermessung des Profils der Tangentialgeschwindigkeiten an der Austrittsebene der Drallerzeugerdüse (Messebene $\text{ME}_{\text{DE}1}$), welches für die Berechnung des Drehimpulsstroms notwendig ist, wurde der Lichtschnitt quer zur Hauptströmungsrichtung unmittelbar stromab der Düse des Drallerzeugers DE4 positioniert. Weiterhin wurde für diesen Messaufbau eine CCD Kamera des Herstellers PCO hinter der Umlenkung außerhalb des Prüfstandes aufgebaut. Dieser Aufbau ist in Abbildung 5.2a gezeigt.

Zur Bestimmung des Profils der Axialgeschwindigkeiten am Austritt des Drallerzeugers, welches sowohl für die Berechnung des Drehimpulsstroms als auch für die Bestimmung des Axialimpulsstroms notwendig ist, wurde ein Lichtschnitt längs zur Hauptströmungsrichtung eingebracht. Die zur Messung notwendige CCD-Kamera wurde für diesen Aufbau neben der Messstrecke aufgebaut. Der Aufbau ist in Abbildung 5.2b dargestellt. Insgesamt wurde das Profil der Axialgeschwindigkeiten an fünf Messebenen vermessen. Die Distanz zwischen den einzelnen Ebenen beträgt $0,1875d_0$, wobei die mittlere der fünf Ebenen mit der Mittelachse des Drallerzeugers MBSG4 zusammenfällt und in Tabelle 5.1 als $\text{ME}_{\text{DE}2}$ bezeichnet wird. Die Messebenen werden in Abbildung 5.3 dargestellt. Zur Bestimmung eines flächigen



(a) Vermessung der Tangentialgeschwindigkeiten v und w



(b) Vermessung der Axialgeschwindigkeit u und Tangentialgeschwindigkeit w

Abbildung 5.2.: Vermessung des Strömungsfeldes des Brennkammersimulators mittels Planar-PIV (nach [31])

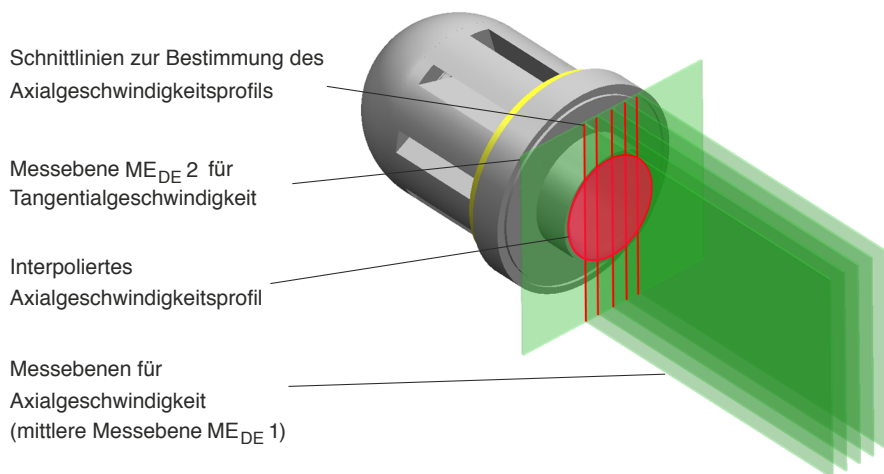


Abbildung 5.3.: Messebenen zur Bestimmung der Drallzahl S (nach [31])

gen Profils der Axialgeschwindigkeit unmittelbar stromab der Austrittsdüse eines Drallerzeugers wurde aus jeder gemessenen Verteilung der Axialgeschwindigkeit der Wertebereich extrahiert, welcher auf der Schnittlinie mit der Messebene der Tangentialgeschwindigkeiten liegt. Im Anschluss daran wurde aus den extrahierten Geschwindigkeitswerten entlang der beschriebenen Schnittlinien ein flächiges Axialgeschwindigkeitsprofil interpoliert. Dieses liegt in der gleichen Ebene wie das direkt gemessene Tangentialgeschwindigkeitsprofil. Mit Hilfe dieser beiden Profile ist es nun möglich, sowohl den Drehimpulsstrom als auch den Axialimpulsstrom zu errechnen, und somit die Drallzahl der Strömung im Bereich der Austrittsebene der Düse des Drallerzeugers DE4 zu bestimmen. Die beschriebenen Messungen wurden für einen Verdrehwinkel des Drallerzeugers λ von 0° bis 14° in Inkrementen von $\Delta\lambda = 2^\circ$ durchgeführt.

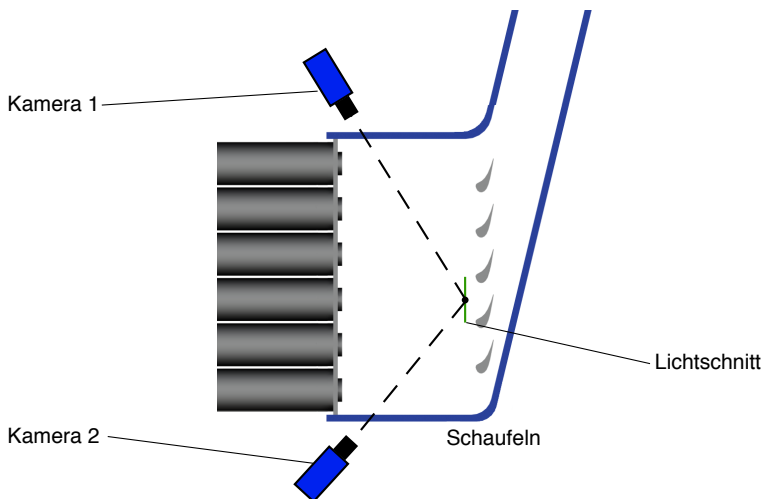


Abbildung 5.4.: Bestimmung des Strömungsfeldes im Eintrittsbereich der Schaufelkaskade mittels Stereo-PIV

5.1.2 Vermessung des Strömungsfeldes im Bereich der Passagen der Schaufelkaskade

Die stark verdrahlte Zuströmung auf das Schaufelgitter lässt erwarten, dass sie im Vergleich zu einer axialen Zuströmung zu einer deutlichen Veränderung der Strömung in den Passagen des Gitters führt. Aus diesem Grund wurde dieser Bereich der Messstrecke mit SPIV untersucht. Der experimentelle Aufbau ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

Wie bei der Anwendung von Planar-PIV wurde das für die Vermessung notwendige Seeding mittels des bereits beschriebenen Seeding Generators der Marke PIVTec erzeugt und zentral in die Einlaufröhren der Drallerzeuger MBSG3, MBSG4 und MBSG5 eingebracht. Die Dicke des Lichtschnittes betrug für die Stereo-PIV Anwendung 2mm. Der Lichtschnitt wurde von oben in die Messstrecke eingebracht. Für die Aufnahme der Bilder wurden zwei Kameras des Herstellers PCO verwendet, welche zu beiden Seiten der Messstrecke positioniert wurden. Aufgrund der Geometrie der Messstrecke betrug der Winkel zwischen den Kameras 95° , wobei der Winkel zwischen der Kamera 1 und dem Lichtschnitt 50° und der Winkel zwischen der Kamera 2 und dem Lichtschnitt 45° betrug.

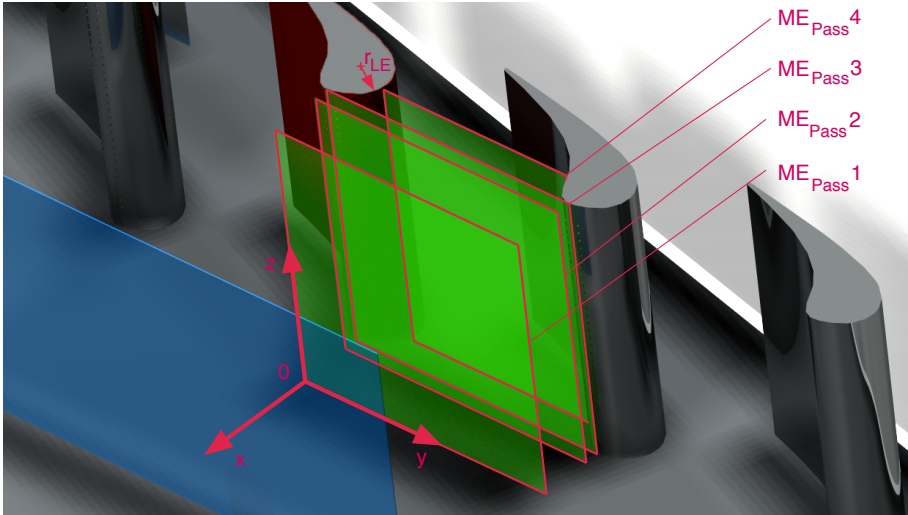


Abbildung 5.5.: Messebenen $ME_{Pass\ 1-4}$ im Bereich der Schaufelkaskade

<i>Stereo PIV Messebene</i>	<i>x-Position der Messebene</i>
$ME_{Pass\ 1}$	$2,2r_{LE}$
$ME_{Pass\ 2}$	$0,4r_{LE}$
$ME_{Pass\ 3}$	$0r_{LE}$
$ME_{Pass\ 4}$	$-0,9r_{LE}$

Tabelle 5.3.: Position der Passagen-Messebenen

Es wurden vier Messebenen mittels Stereo-PIV untersucht, welche mit $ME_{Pass\ 1}$ bis $ME_{Pass\ 4}$ bezeichnet werden. Die Messebenen sind in Abbildung 5.5 dargestellt. In Tabelle 5.3 werden die Positionen der Messebenen relativ zu den Vorderkanten des Schaufelgitters dargestellt. Die aufgeführten Distanzen sind auf den Radius der Vorderkante des Schaufelprofils r_{LE} bezogen. Positive Werte bezeichnen Positionen stromauf der Vorderkanten und negative Werte Positionen stromab der Vorderkanten der Schaufelkaskade.

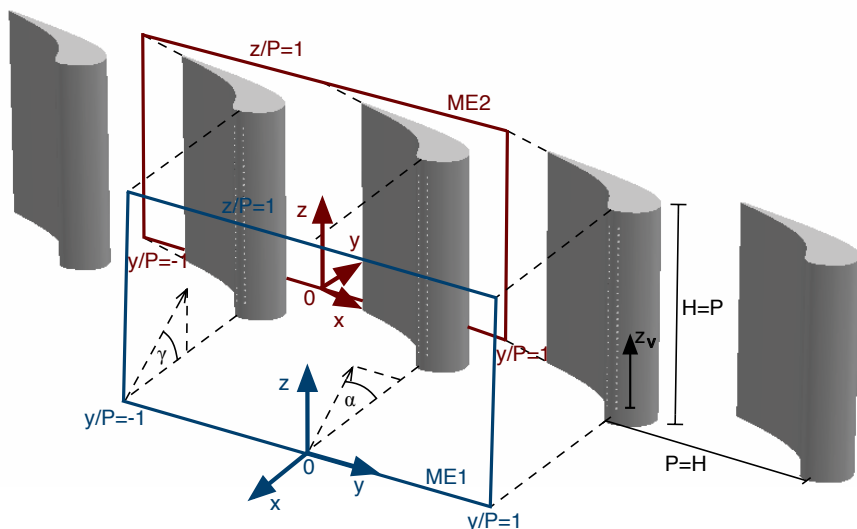


Abbildung 5.6.: Messebenen der Drucksonden (nach [31])

5.2 Vermessung der Strömung mittels Drucksonden

Im Zuge der Vermessung des Strömungsfeldes in der Messstrecke wurden zwei Typen von Drucksonden verwendet. Zum einen wurde eine Fünflochsonde, zum anderen eine Kielsonde eingesetzt. Die Verwendung der beiden Sondentypen wird im Folgenden beschrieben.

Verwendung der Fünflochsonde

Es wurde eine Fünflochsonde mit Kobrakopfform verwendet, um das Druck- und Geschwindigkeitsfeld an der Eintrittsebene (ME1) und der Austrittsebene (ME2) der Schaufelkaskade zu vermessen. Im Fall der Messebene ME2 wurde der Sondenkopf in Richtung der Schaufelabströmung gedreht. Der Verdrehwinkel der Sonde entspricht hierbei dem Umlenkwinkel der Schaufeln. Die angegebenen geometrischen Werte werden mittels der Schaufelteilung P entdimensioniert. Beide untersuchten Messebenen sind zusammen mit den verwendeten Koordinatensystemen in Abbildung 5.6 dargestellt.

Die eingesetzte Fünflochsonde hat einen Kopfdurchmesser von $0,0065P$. Für die Strömungsfeldvermessung wurde ein Messgitter mit fester Schrittweite im Kern-

bereich des Kanals sowie einer kürzer werdenden Schrittweite im Wandbereich verwendet. Es wurde eine Unabhängigkeitsstudie bezüglich des Messgitters durchgeführt, um sicherzustellen, dass sämtliche von der Sonde auflösbaren Strömungsphänomene erfasst werden. Insgesamt wurden bei der Gitterunabhängigkeitsstudie verschiedene Messgitter mit einer Kernschrittweite von $0,015P$ bis $0,04P$ in $0,005P$ Schritten untersucht. Es zeigte sich, dass durch eine kleinere Kernschrittweite als $0,03P$ keine weiteren Phänomene aufgelöst werden. Um eine Beeinflussung der Messergebnisse durch die in die Strömung eingebrachte Sonde auszuschließen, wurde jede Messebene separat vermessen. In sämtlichen Messungen, welche mit einer Fünflochsonde in der Kaskade durchgeführt wurden, erfolgt die Betrachtung in stromabwärts gewandter Blickrichtung. Die Ordinate z des Koordinatensystems in den Darstellungen steht orthogonal auf dem Messstreckenboden und zeigt in Richtung des Deckels. Die Position des Ursprungs $z/P = 0$ fällt mit dem Boden der Messstrecke zusammen. Der Deckel der Messstrecke befindet sich an der Position $z/P = 1 \hat{=} z/H$. Die Abszisse des Koordinatensystems beschreibt die horizontale Position in der jeweiligen Messebene, wobei der Ursprung $y/P = 0$ mit der horizontalen Position der Vorderkante der Schaufel zusammenfällt. Die in den gezeigten Graphen dargestellten Vektoren stellen bei der Messebene ME1 stets die Resultierenden der v - und w - Geschwindigkeitskomponenten in der yz -Ebene von ME1 dar. Bei der Messebene ME2 stellen die Vektoren die Resultierenden der v und w Geschwindigkeiten dar, welche in einer Ebene liegen, die sich orthogonal zu der Abströmrichtung des Schaufelgitters befindet. Um die Ablesbarkeit zu erleichtern wurde die Länge der Vektoren mit einem konstanten Faktor multipliziert, da die v - und w - Komponenten im Vergleich zu der axialen Geschwindigkeitskomponente u der Strömung relativ klein sind. Weiterhin wird der horizontale Strömungswinkel α dargestellt, welcher sich in der xy -Ebene befindet, sowie der vertikale Strömungswinkel γ in der xz -Ebene. Darüber hinaus wird zur Vollständigkeit die schaufeleigene Höhenkoordinate z_v dargestellt, deren Ursprung mit dem Mittelpunkt der unteren Filmkühlbohrung zusammenfällt. Für die Anwendung des λ_2 -Kriteriums wird der mittels der Fünflochsonde ermittelte Strömungsvektor u_{res} gesondert in Komponenten zerlegt, welche in der Ebene ME2 sowie orthogonal zu dieser liegen. Mit Hilfe dieser Komponenten wird im Anschluss λ_2 ermittelt.

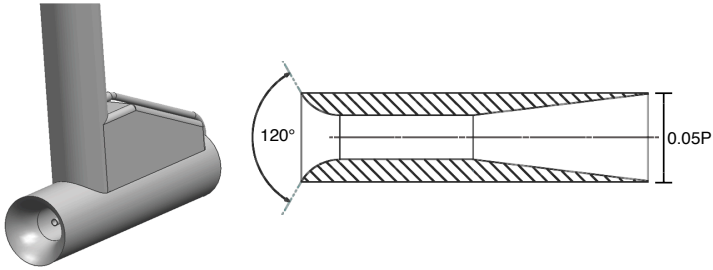
Verwendung der Kielsonde

In der Messebene ME1 treten bei Verwendung des Brennkammerssimulators aufgrund der stark verdrallten Hauptströmung sehr große Strömungswinkel auf, welche mittels einer feststehenden kalibrierten Fünflochsonde nicht mehr zu erfassen sind. Der Grund hierfür besteht darin, dass der Messbereich einer Fünflochsonde auf

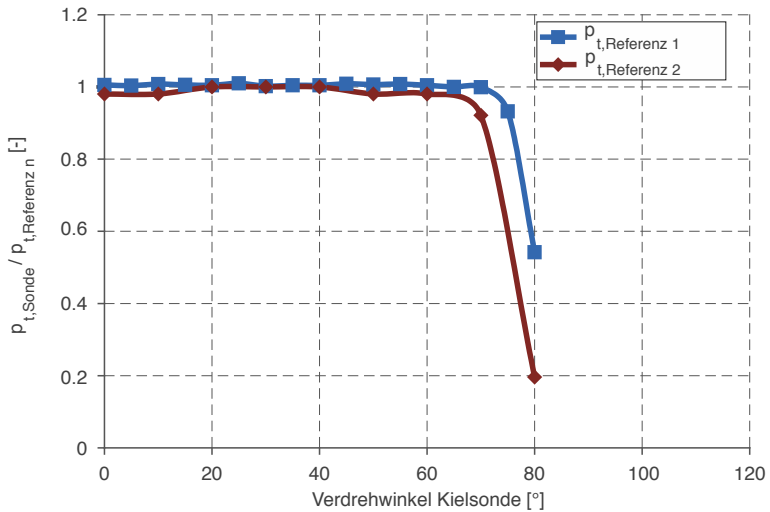
einen Messkegel von $\pm 30^\circ$ um die x -Achse der Sonde beschränkt ist. Die x -Achse der Sonde fällt hierbei mit der x -Achse des Prüfstandes zusammen. Die vertikalen Strömungswinkel γ in den Bereichen, für die keine Werte vorliegen, befinden sich außerhalb des beschriebenen Messkegels. Ein strömungsrichtungsbezogenes Nachführen des Sondenkopfes ist in diesem Fall ebenfalls nicht möglich, da die Fünflochsonde aufgrund der Einbausituation prinzipbedingt nicht um die horizontale Achse y des Prüfstandes gedreht werden kann, so dass gleichzeitig der Sondenkopf an dem betrachteten Punkt in der Messebene verweilt. Um dennoch das Totaldruckprofil am Eintritt des Schaufelgitters zu erfassen, wurde eine Kielsonde verwendet, mit welcher die Erfassung des Totaldrucks in einem erweiterten Winkelunabhängigkeitsbereich möglich ist. Die Geometrie des Sondenkopfes ist in Abbildung 5.7a dargestellt. Die Winkelunabhängigkeit der Sonde wurde mittels einer Messung innerhalb der Kernströmung eines Freistrahls überprüft. Abbildung 5.7b zeigt den gemessenen Winkelunabhängigkeitsbereich der eingesetzten Totaldrucksonde bei zwei Referenztotaldrücken, wobei $p_{t, \text{Referenz } 1}$ den größten zu erwartenden Totaldruck darstellt und $p_{t, \text{Referenz } 2}$ den kleinsten. Es zeigt sich, dass die Winkelunabhängigkeit der Sonde über einen sehr großen Bereich gegeben ist. Die Sonde kann somit zur Vermessung von Totaldrücken einer Strömung mit sehr großen Winkeln verwendet werden, ohne dass diese nachgeführt werden muss.

5.2.1 Verlustbetrachtungen bei stark inhomogener Strömung

Ein wichtiger Bestandteil der Untersuchungen von ebenen Schaufelkaskaden ist die Betrachtung der Totaldruckverluste, welche bei dem Durchströmen derselben erzeugt werden. Auf diese Weise können Gebiete ermittelt werden, welche in besonderem Maße Verluste produzieren, und es können bei einer Parametervariation Vergleiche zwischen den untersuchten Varianten angestellt werden. Bei einer Verlustbetrachtung einer ebenen Schaufelkaskade werden zunächst die Eintrittsrandbedingungen untersucht. Hierbei sollte eine möglichst ungestörte Strömung vorliegen, da bei einer korrekten flächigen Verlustbetrachtung nur Punkte auf der gleichen Stromlinie bilanziert werden dürfen. Im Fall einer homogenen Strömung in der Eintrittsebene der Messstrecke hat bei einer ungestörten Zuströmung jeder Punkt außerhalb der Grenzschicht annähernd die gleichen Zustandsgrößen. Anschließend wird bei dem gleichen Betriebspunkt des Prüfstands die Abströmung des zu untersuchenden Schaufelgitters vermessen. Im Abschluss kann eine Bilanzierung des Totaldrucks zwischen der Eintrittsebene und der Austrittsebene des ebenen Schaufelgitters durchgeführt werden, um auf diese Weise Gebiete mit hohen Totaldruckverlusten (im Folgenden Verlustkerne genannt) zu visualisieren. Ist die



(a) Kopf der Kielsonde



(b) Vermessung des Winkelunabhängigkeitsbereichs der Kielsonde

Abbildung 5.7.: Kielsonde für Totaldruckmessungen (nach [31])

Zuströmung zum Schaufelgitter jedoch stark inhomogen, treten also große Druck- und Geschwindigkeitsgradienten und große Winkeländerungen in der Strömung in der Eintrittsebene des Schaufelgitters auf, kann dieses Vorgehen nicht angewendet werden. Dies ist deshalb der Fall, da der Verlauf der einzelnen Stromlinien unbekannt ist. Dies ist bei einer stark verdrallten Zuströmung auf das Schaufelgitter der Fall. Es muss also bei der Bestimmung der Druckverluste bei einer stark inhomogenen Eintrittsströmung in das zu bilanzierende Gebiet ein anderes Verfahren gewählt werden. Für die Untersuchungen am Kaskadenprüfstand wurde der mittlere dynamische Druck mittels des Volumenstroms in dem Bereich der Messebene ME1 ermittelt. Dieser wurde mit Hilfe des Venturirohrs im Abluftkanal gemessen. Zusammen mit dem mittleren statischen Druck in dieser Ebene konnte auf diese Weise der mittlere Totaldruck $p_{t,bulk,ME1}$ in ME1 bestimmt werden. Durch Betrachtung des Totaldrucks $p_{t,ME2}$ in Messebene ME2 können die Totaldruckverluste über die Schaufelkaskade quantifiziert werden. Hierfür wird ein Druckverlustkoeffizient ξ nach Gleichung 5.1 definiert. Dieser beinhaltet den mittleren Totaldruck in der Eintrittsebene der Schaufelkaskade als Referenzgröße, um die bei dem Durchströmen der Schaufelkaskade auftretenden Verluste zu bestimmen.

$$\xi = \frac{p_{t,bulk,ME1} - p_{t,ME2}}{p_{t,bulk,ME1} - p_{s,ME2}} \quad (5.1)$$

5.3 Vermessung des Druckprofils des Schaufelmodells

Im Zuge der Untersuchungen an dem Kaskadenprüfstand wurde das Druckprofil der Schaufel 3 des Gitters bei verschiedenen Anströmbedingungen untersucht. Hierfür wurden zwei verschiedene mit Druckmessbohrungen ausgestatte Schaufeln verwendet. Eine dieser instrumentierten Schaufeln wurde für die Vermessung des Druckprofils bei einer axialen Zuströmung verwendet, die andere wurde bei einer verdrallten Zuströmung eingesetzt. Die Messdaten der Drücke werden mittels des dimensionslosen Druckkoeffizienten C_p dargestellt. Dieser wird durch Gleichung 5.2 definiert.

$$C_p = \frac{p_s - p_{s,bulk,ME1}}{\frac{1}{2} \rho_{bulk,ME1} u_{res,bulk,ME1}^2} \quad (5.2)$$

Im Folgenden werden beide instrumentierte Schaufeln beschrieben.

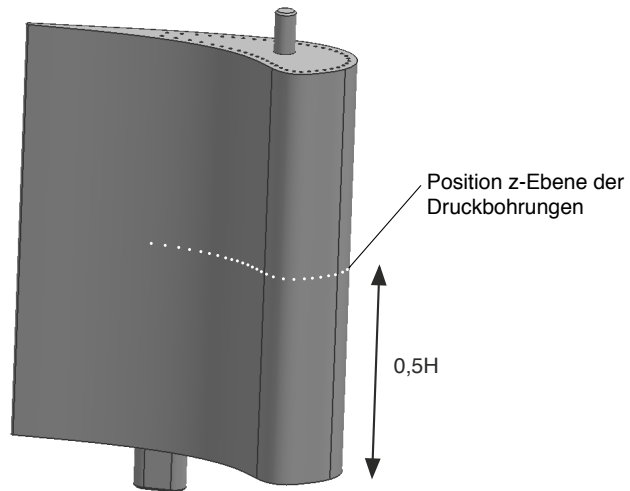


Abbildung 5.8.: Instrumentierte Kaskadenschaufel für die Vermessung bei axialer Hauptströmung (nach [31])

Vermessung des Druckprofils bei axialer Zuströmung

Für die Vermessung des Druckprofils bei einer axialen Zuströmung wurde ein Schaufelmodell aus Aluminium verwendet. Es wurden 48 Druckmessbohrungen auf einer Höhe von $0,5H$ entlang des Schaufelprofils angeordnet. Die Druckmessbohrungen haben hierbei jeweils einen Durchmesser von $0,0025H$. Die instrumentierte Schaufel ist in Abbildung 5.8 zu sehen. Es konnte mit dieser instrumentierten Schaufel aus technischen Gründen nicht die Druckverteilung im Bereich der Hinterkante vermessen werden.

Vermessung des Druckprofils bei verdrahlter Zuströmung

Bei einer stark verdrahlten Zuströmung auf das Schaufelgitter kann nicht davon ausgegangen werden, dass die Druckverteilung über die Höhe der Schaufel konstant ist. Aus diesem Grund ist es notwendig, die Druckverteilung des Schaufelprofils nicht nur auf einer Höhe z aufzunehmen. Die Vermessung muss über der gesamten Höhe der Schaufel erfolgen. Hierfür wurde eine segmentierte Schaufel mittels Stereolithographie hergestellt, welche in Abbildung 5.9 dargestellt ist. Hierbei ist das Primärsegment im unteren Bereich mit 54 Druckbohrungen ausgestattet. Werden an der Unterseite des Primärsegments Sekundärsegmente befestigt, so ist es möglich, die Position der Druckbohrungen in der Höhe zu verändern und so eine inkremen-

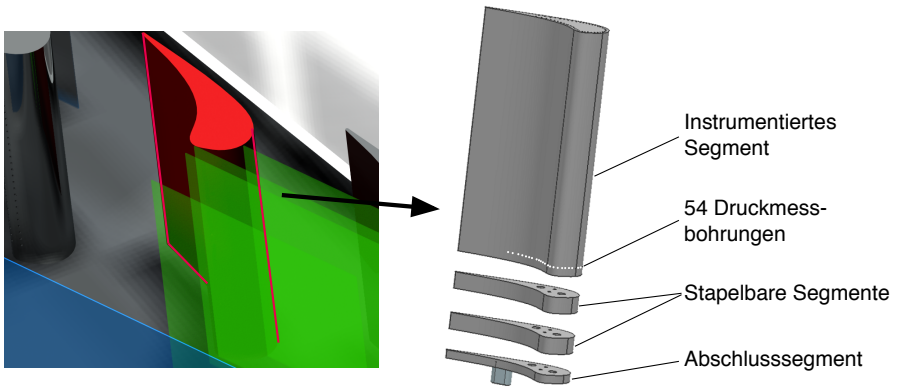
tale Vermessung der Druckverteilung auf der Oberfläche der mittleren Schaufel des Gitters durchzuführen. Die Druckmessbohrungen haben hierbei jeweils einen Durchmesser von $0,0025H$ und einen variablen Abstand. Die Sekundärsegmente haben eine Höhe von $0,1H$. Aufgrund des Einsatzes der Stereolithographie ist es möglich, einen großen Bereich der Hinterkante mit Druckbohrungen zu versehen und zu vermessen.

5.4 Vermessung der adiabaten Filmkühleffektivität

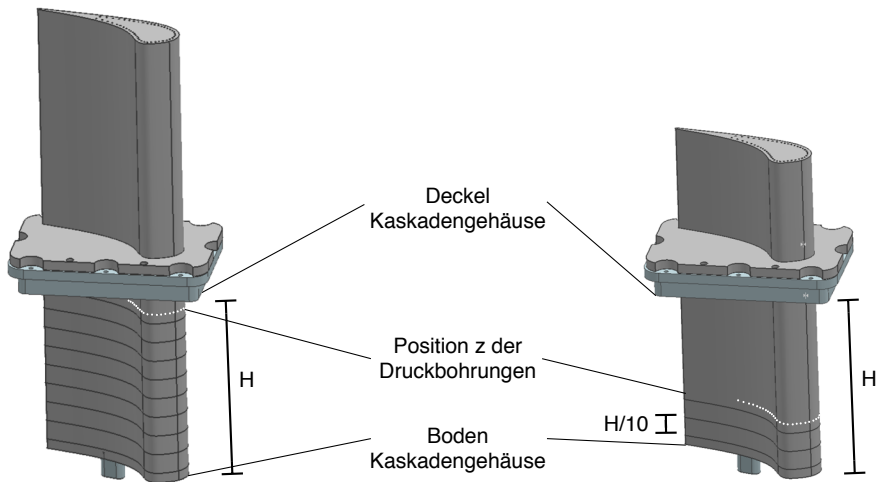
Es wurde die kalibrierte Ammoniak-Diazo-Messmethode nach Friedrichs et al. [30] angewendet, um die adiabate Filmkühleffektivität η_{ad} auf der Oberfläche der mittleren Schaufel der Kaskade flächig zu vermessen.

Im Zuge dieser Methode wird der Sekundärluft, welche die Kühlluft der realen Schaufel darstellt, ein geringer Prozentsatz Ammoniak beigemischt (0,5% bis 3,0%). Auf die Oberfläche der zu untersuchenden Schaufel wird eine Polyesterfolie, welche mit einer Schicht aus Diazoniumsalzen versehen ist, aufgeklebt. Die mit Ammoniak vermengte Sekundärluft tritt aus den Filmkühlbohrungen aus und vermischt sich mit dem Primärluftstrom. Die Dauer der Durchführung eines Experiments mit der Ammoniak-Diazo-Messmethode beläuft sich auf 200 s bis 400 s. In den Bereichen, in welchen die Diazo-Folie in Kontakt mit der ammoniakhaltigen Sekundärluft gerät, reagiert diese und verfärbt sich dunkel. Der Ablauf der dabei stattfindenden chemischen Reaktion wird von Lerch [64] beschrieben. Der Grad der Verfärbung ist hierbei primär abhängig von der Dauer des Experiments, der Konzentration des Ammoniaks, und der Temperatur. Der so resultierende lokale Grauwert steht in einem direkten Zusammenhang mit der an dieser Position vorherrschenden Ammoniakkonzentration. Ist diese Korrelation zwischen der Ammoniakkonzentration und dem dazugehörigen Grauwert der Diazo-Folie bekannt, kann mittels der Gleichung 3.45 direkt auf die adiabate Filmkühleffektivität an der entsprechenden Stelle der Folie und somit auf der Oberfläche der Schaufel geschlossen werden. Die Basis hierfür liefert die Wärme-Stoff-Analogie (siehe Friedrichs et al. [30]), welche in Kapitel 3.5.3 beschrieben ist.

Um die korrekte Korrelation zwischen dem Grauwert der Diazo-Folie und der entsprechenden Ammoniakkonzentration ermitteln zu können, wurde parallel zum Hauptexperiment im Windkanal ein Kalibrationsexperiment durchgeführt. Zu diesem Zweck wird dem Sekundärluftstrom ein geringer Anteil der mit Ammoniak versetzten Sekundärluft entnommen und in eine separate Kalibrationseinheit eingespeist. Die Kalibrationseinheit wird von Friedrichs et al. [30] im Detail beschrieben. Die Kalibriereinheit ist mit einem Kalibrationsstreifen, bestehend aus der Diazo-



(a) Position und Aufbau der segmentierten Schaufel



(b) Messebenen der segmentierten Schaufel

Abbildung 5.9.: Segmentierte Druckmessschaufel

Folie, ausgestattet, welcher die benötigte Korrelation zwischen den Ammoniak Konzentrationen und den daraus resultierenden Grauwerten liefert. Die Reaktion auf der Folie ist stark temperaturabhängig. Somit muss sichergestellt sein, dass die Temperatur auf der Oberfläche der Folie räumlich gleich ist. Dies kann nur sichergestellt werden, wenn die Temperaturen der Primärluft und der Sekundärluft gleich sind.

Im Fall der Untersuchungen an dem Kaskadenprüfstand kann davon ausgegangen werden, dass die Temperatur der Primärluft über die Versuchsdauer eines Ammoniak-Diazo Versuchs aufgrund des Saugbetriebs des Prüfstandes und der kurzen Dauer der Ammoniak-Diazo-Versuche konstant ist. Weiterhin kann die Temperatur in der gesamten Messstrecke als konstant betrachtet werden, da aus einem großen Raum angesaugt wird. Die Temperatur der Sekundärluft, welche deutlich leichter regelbar ist, wird an die der Primärluft angeglichen.

Nach der Durchführung des Versuchs wird sowohl die Diazo-Folie des Primärexperiments, welche sich auf der Oberfläche der Schaufel befand, als auch der Kalibrationsstreifen mittels UV-Licht fixiert. Hierfür wurde eine handelsübliche UV Lampe verwendet. Anschließend werden beide Folien mittels eines Scanners gleichzeitig digitalisiert. Hierfür wird eine Auflösung von 600dpi und eine 16bit Grauwert Auflösung verwendet. Weiterhin wurde ein 16-fach Multisampling bei dem Scanprozess verwendet, um ein Rauschen im digitalisierten Bild zu minimieren. Aufgrund von Sättigungseffekten auf der entwickelten Diazo-Folie kann nicht das gesamte Spektrum der auf der Schaufeloberfläche vorherrschenden adiabaten Filmkühleffektivität η_{ad} in einem einzigen Versuch ermittelt werden, welches bei einem Betriebspunkt auftritt. Um dennoch die gesamte auftretende Bandbreite der adiabaten Filmkühleffektivität η_{ad} abbilden zu können, wurden für jeden untersuchten Betriebspunkt mehrere Versuchsreihen, bestehend aus mehreren Einzelversuchen, durchgeführt. Diese Versuchsreihen unterscheiden sich in der Dauer des Experiments und somit in der Zeit, in welcher die auf der Schaufel befestigte Diazo Folie dem Ammoniak in der Sekundärluft ausgesetzt ist, sowie in der Ammoniakkonzentration in der Sekundärluft.

Um die für einen einzelnen Betriebspunkt gültigen Versuchsreihen zu einer gemeinsamen Verteilung der adiabaten Filmkühleffektivität η_{ad} zusammenzuführen, werden nur die Grauwerte der Folien, welche sich nicht im gesättigten Grauwertbereich befinden, verwendet. Die Grauwerte, welche sich im gesättigten Bereich befinden, werden verworfen. Der Sättigungsbereich wird mit Hilfe des Kalibrationsstreifens bestimmt. Anschließend werden die Grauwerte der Einzelversuche mit Hilfe der Kalibrierstreifen in η_{ad} -Werte umgewandelt. Die Einzelversuche, welche eine gleiche Versuchsdauer und Ammoniakkonzentration aufweisen, werden an-

schließlich flächengemittelt, um ein Messrauschen zu verringern. Danach werden die gemittelten Ergebnisse von den einzelnen Versuchsreihen zu einer gemeinsamen, auf der gesamten Schaufeloberfläche gültigen Verteilung der adiabaten Filmkühleffektivität η_{ad} zusammengesetzt. Überlappende Bereiche von η_{ad} zwischen den einzelnen Versuchsreihen werden hierbei gemittelt. Eine detaillierte Beschreibung dieser Mittelungsmethode findet sich in Lerch und Schiffer [65].

5.5 Eingesetzte Sensoren

Der Kaskadenprüfstand ist mit verschiedenen Sensoren ausgestattet, um die verschiedenen Betriebspunkte einzustellen sowie um Messdaten für eine spätere Analyse aufzunehmen. Eine ähnliche Beschreibung der verwendeten Sensoren findet sich bei Lerch [64].

Erfassung der Drücke

Für die Erfassung von Drücken dient ein Differenzdruck-Messwertaufnehmer mit 16 Kanälen „NetScanner 9116“ der Firma Pressure Systems. Der Referenzdruck für alle 16 Kanäle ist der in der Laborhalle vorherrschende Umgebungsdruck. Dieser wird von einem Absolutdrucksensor vom Typ „144SC0811BARO“ des Herstellers Sensotronics gemessen. Für die Erfassung der Drücke, welche an den Druckbohrungen der instrumentierten Schaufeln anlagen, wurde ein Druck-Multiplexer der Firma Scanivalve verwendet. Dieser leitet den an einer Druckbohrung anliegenden Druck an den Differenzdruck-Aufnehmer NetScanner 9116 weiter.

Erfassung der Temperaturen

Die Erfassung der Temperaturen wird mit Thermoelementen vom Typ T für Bereiche mit niedrigeren Anforderungen an die Messgenauigkeit durchgeführt. Für Bereiche, welche eine größere Messgenauigkeit erforderten, werden Widerstandsthermometer vom Typ Pt100 in Vierleiterschaltung verwendet. Die Auswertung der Messsignale der Thermoelemente erfolgt mit Hilfe von Messmodulen vom Typ „NI 9211“ der Firma National Instruments. Diese Module sind mit einem internen Temperaturabgleich ausgestattet (siehe u.a. Nitsche [74]). Zur Erfassung der Messsignale der Widerstandsthermometer wird ein Messmodul vom Typ „NI 9217“ der Firma National Instruments verwendet. Beide Messmodule werden mittels eines „CompactDAQ“ desselben Herstellers in die Messinfrastruktur des Prüfstandes integriert.

Erfassung der Massenströme

Der Massenstrom im Primärluftsystem \dot{m}_1 wird mittels eines geschweißten Venturirohres nach „DIN EN ISO 5167-4“ ermittelt. Die zur Dichtermittlung notwendige Temperaturmessung wird mittels eines Pt100 Widerstandsthermometers stromauf des Venturirohres durchgeführt. Die Messung des Massenstroms im Sekundärluftsystem \dot{m}_2 erfolgt mit einer Blendenmessstrecke nach „DIN EN ISO 5167-2“. Die Regelung des Massenstroms des zugemischten Ammoniaks \dot{m}_{NH_3} erfolgt durch einen Massendurchflussregler vom Typ „El-Flow F201 AC“ der Firma Bronkhorst. Die Bestimmung des Mischungsverhältnisses zwischen dem Sekundärluftmassenstrom und dem Ammoniakmassenstrom wird mittels eines Massendurchflussmessers vom Typ „In-Flow F106 AZ“ durchgeführt, welcher ebenfalls von Bronkhorst hergestellt wird.

Sensoren zur Durchführung der Ammoniak-Diazo-Versuche

Um sicherzustellen, dass bei der Anwendung der Ammoniak-Diazo-Methode die Temperaturen der Sekundärluft und der Primärluft möglichst identisch gehalten werden, wird im Primärluftsystem ein Pt100-Widerstandsthermometer verwendet. Dieses misst die Temperatur der Strömung im Bereich der Vorderkanten des Schaufelgitters. Die Temperatur der Sekundärluft wird in dem Plenum des Sekundärluftsystems, welches die Schaufeln 2,3 und 4 des Gitters versorgt, mittels eines Pt100-Widerstandsthermometers bestimmt. Weiterhin werden die Temperaturen der beiden der Kalibrierkammer zugeführten Massenströme sowie die der temperierbaren Haltevorrichtung der Kalibrierfolie gemessen. Es sind somit sämtliche Temperaturen bestimmbar, um die Forderung der Ammoniak-Diazo Methode nach Temperaturgleichheit der an der Messung beteiligten Massentröme zu erfüllen. Die Digitalisierung der im Zuge der Versuche entwickelten Diazo-Folien erfolgt mittels eines Flachbettscanners vom Typ „Scanmaker 9800XL“ der Firma Microtec. Eine Digitalisierung der eigentlichen Versuchsfolien und der jeweils dazugehörigen Kalibrierfolien erfolgt gleichzeitig, um Einflüsse durch verschiedene Helligkeiten der Scannerlampe bei unterschiedlichen Scanprozessen auszuschließen.

5.6 Das Versuchsprogramm

Die in den Untersuchungen bearbeitete Messmatrix ist in Abbildung 5.10 zusammenfassend dargestellt.

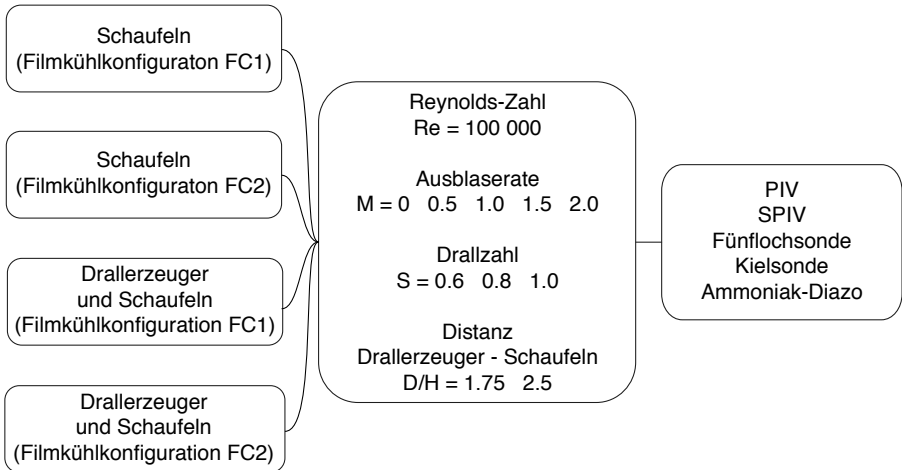


Abbildung 5.10.: Zusammenfassung der Messmatrix (nach [31])

6 Ergebnisse und Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse gezeigt und diskutiert, welche im Zuge der Untersuchungen der Interaktionen zwischen der Brennkammer und den Statorn der Hochdruckturbine gewonnen wurden.

6.1 Das Strömungsfeld des Schaufelgitters bei axialer Zuströmung

Das aerodynamische Verhalten eines Schaufelgitters unter dem Einfluss einer stark verdrahten Hauptströmung ist weitgehend unbekannt. Um die strömungstechnischen Eigenschaften des Kaskadenprüfstandes dennoch bewerten zu können, wurde eine Vermessung des Schaufelgitters unter dem Einfluss einer rein axialen Zuströmung durchgeführt. Hierfür liegen Ergebnisse aus der veröffentlichten Literatur vor und können mit denen des Kaskadenprüfstandes verglichen werden. Es wurde die Zuströmung sowie die Abströmung des Schaufelgitters mittels einer Fünflochsonde vermessen. Die auf diese Weise gewonnenen Daten können ebenfalls dazu verwendet werden, den Kaskadenprüfstand im Hinblick auf die in Kapitel 3.2.2 beschriebene Periodizität im Schaufelgitter zu analysieren und zu optimieren. Des Weiteren ist so ein Vergleich der Ergebnisse bei einer verdrahten Hauptströmung mit einem bekannten Standardfall möglich. Hierzu zählt zum Beispiel das Verlustverhalten.

6.1.1 Die Zuströmung der Kaskade

Es wurde mittels einer Fünflochsonde eine Traverse der Hauptströmung in der Messebene ME1 durchgeführt. Hierbei wird zunächst der Totaldruck p_t der Zuströmung betrachtet. Es zeigt sich, dass der Totaldruck p_t in ME1 annähernd homogen verteilt ist. Der Betrag der Abweichungen des Totaldrucks vom in der Messebene vorherrschenden Mittelwert $p_{t,av}$ beträgt maximal $\pm 0.0035\%$. Es liegen somit bei der Verwendung des Moduls für eine axiale Hauptströmung keine nennenswerten Störungen in der Einlaufstrecke des Windkanals stromauf von ME1 vor, welche inhomogene Verluste produzieren. Der Totaldruck p_t stromauf des Schaufelgitters kann somit in der Kernströmung quer zur Hauptströmungsrichtung als konstant

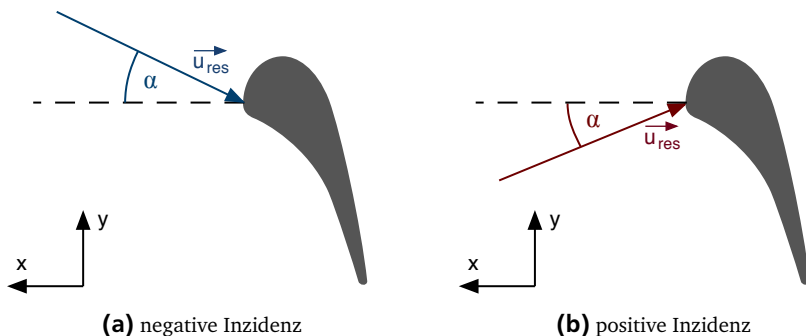


Abbildung 6.1.: Inzidenzen an der Schaufelvorderkante

betrachtet werden. Weiterhin zeigen die Messungen eine Abweichung der Hauptströmungsrichtung von der Mittelachse x des Kanals stromauf des Schaufelgitters. Es lässt sich ein Strömungswinkel α in der Ebene feststellen, welche durch die Koordinatenachsen x und y aufgespannt wird. Der Winkel ist in Richtung der Krümmung des Kaskadengehäuses gerichtet und beträgt in ME1 15° zur x -Achse innerhalb der vermessenen Fläche. Der beschriebene Winkel der Zuströmung führt zu einer Fehlanströmung an den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln, welche als negative Inzidenz bezeichnet wird (siehe Abbildung 6.1a). Hierbei kommt es zu einer aerodynamischen Entlastung der Schaufeln. Das Gegenteil hierzu ist eine positive Inzidenz, welche zu einer höheren Schaufelbelastung führt (siehe Abbildung 6.1b).

Zur weiteren Betrachtung der Strömungsvorgänge in der Messstrecke wurde eine 2D-CFD-Simulation durchgeführt. Hierzu wurde ein Schnitt der Messstrecke in der xy -Ebene als Rechengebiet verwendet. Dieser wird in Abbildung 6.2 dargestellt. Dreidimensionale Einflüsse werden in der 2D-Simulation prinzipbedingt nicht abgebildet. Für die Berechnungen wurde die kommerzielle CFD-Software FLUENT angewandt. Als Turbulenzmodell wurde das RNG- $k-\epsilon$ -Modell mit Standard-Wandfunktionen verwendet. Der dimensionslose Wandabstand der wandnahen Zelle y^+ betrug an sämtlichen Wänden ≈ 30 . Es wurden sowohl für die Eintrittsrandbedingung als auch für die Austrittsrandbedingung Drücke vorgegeben. Der Druck am Eintritt entsprach Umgebungsbedingungen. Der Druck, welcher die Austrittsrandbedingung bildet, wurde iterativ eingestellt, so dass stromauf des Schaufelgitters eine Reynolds-Zahl von $Re = 100000$ vorlag.

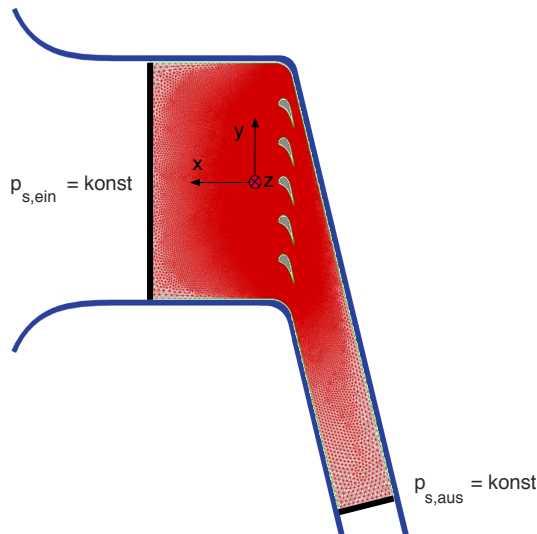


Abbildung 6.2.: CFD Rechengebiet zur Untersuchung der Periodizität in der Messstrecke

In Abbildung 6.3 ist auf der linken Seite der statische Druck p_s im Rechengebiet zu erkennen. Er ist bezogen auf den statischen Druck $p_{s,ein}$ im Eintritt der unmodifizierten Messstrecke. Es stellt sich hierbei eine Verteilung des statischen Drucks p_s ein, welche auf die Einflüsse der Gehäuseumlenkung sowie der Asymmetrie des Kaskadengehäuses zurückzuführen sind. Hierbei sind im Besonderen der Druckgradient in y -Richtung stromauf und stromab der Schaufeln zu nennen. Zur Optimierung der Periodizität wurden an den inneren und äußeren Wänden der Schaufelkaskade Strömungskörper eingesetzt, welche in Abbildung 6.4 dargestellt sind. Die Form dieser Strömungskörper wurde iterativ durch Geometrievariationen durch den Einsatz der beschriebenen CFD-Simulation ermittelt. Abbildung 6.3 zeigt auf der rechten Seite die Verteilung des statischen Drucks p_s in der mit den beiden Strömungskörpern ausgestatteten Messstrecke. Es zeigt sich eine Abschwächung der beiden beschriebenen Druckgradienten in y -Richtung im Vergleich zu der unmodifizierten Messstrecke. Weiterhin ist eine größere Ähnlichkeit der Verteilung des statischen Drucks in den benachbarten Passagen und an den Vorderkanten der Schaufeln (blau umrahmte Bereiche) zu erkennen als im Fall der unmodifizierten Messstrecke (rot umrahmte Bereiche).

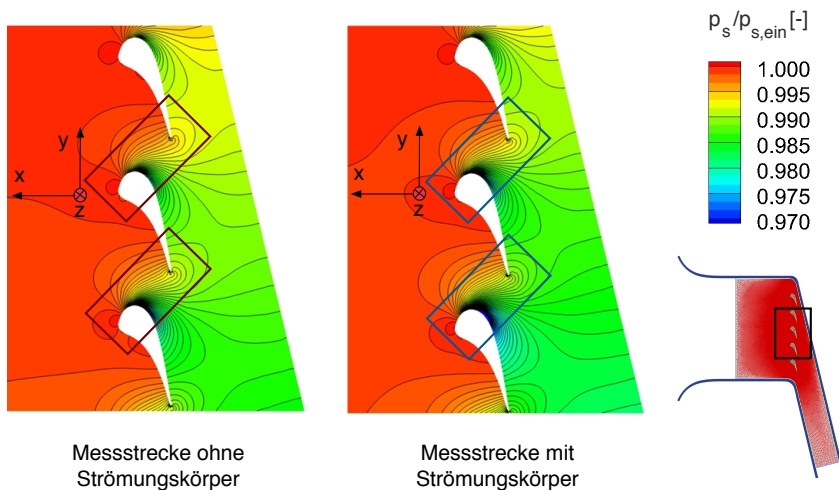


Abbildung 6.3.: Statischer Druck p_s in der unmodifizierten (links) und der modifizierten (rechts) Messstrecke

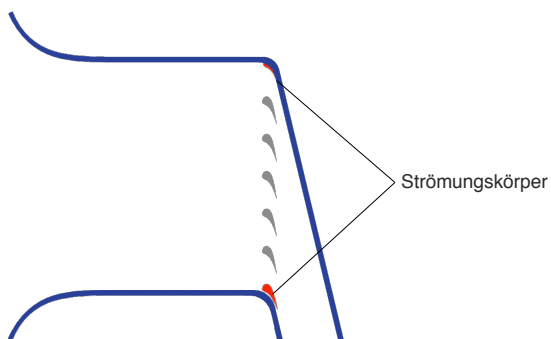


Abbildung 6.4.: Messstrecke mit Strömungskörpern

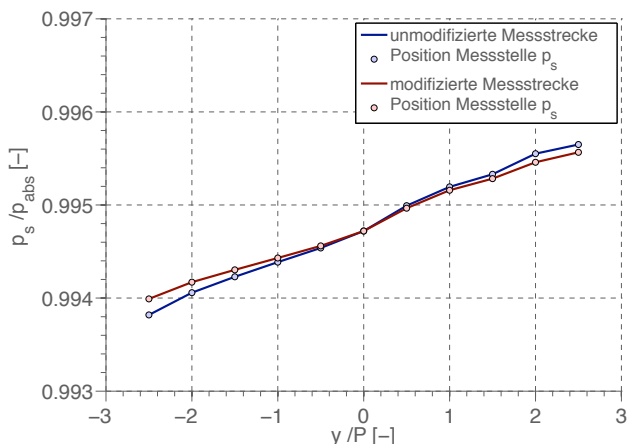
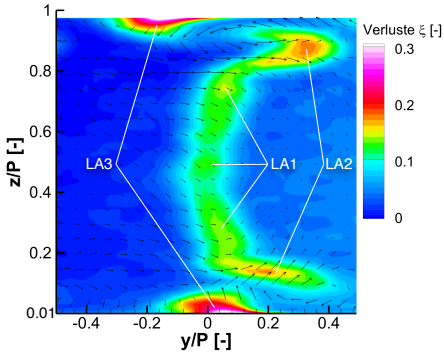


Abbildung 6.5.: p_s in y -Richtung in Messebene ME1

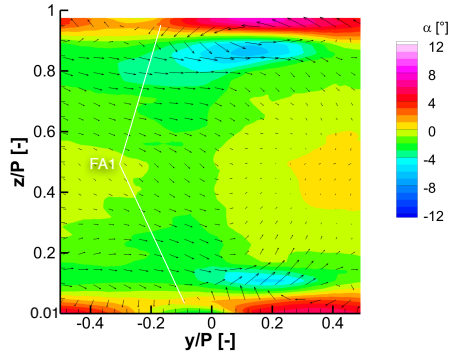
Eine Homogenisierung des statischen Drucks wird auch in einer Betrachtung der Messwerte der 11 Druckbohrungen im Boden der Messstrecke entlang der y -Koordinate deutlich. Die Ergebnisse der Vermessung werden in Abbildung 6.5 dargestellt. Sämtliche Druckbohrungen befinden sich stromauf des Schaufelgitters in Messebene ME1. Es zeigt sich aufgrund des flacheren Verlaufs der Kurve der modifizierten Messstrecke (rot) im Vergleich zu der Kurve der unmodifizierten Messstrecke (blau) eine Reduktion des Gradienten des statischen Drucks quer zu dem Schaufelgitter. Diese Ergebnisse entsprechen den CFD-Ergebnissen und die Verbesserung der Periodizität ist somit auch experimentell nachweisbar. Die optimierte Geometrie der Messstrecke wird bei sämtlichen folgenden Versuchen beibehalten.

6.1.2 Die Abströmung der Kaskade

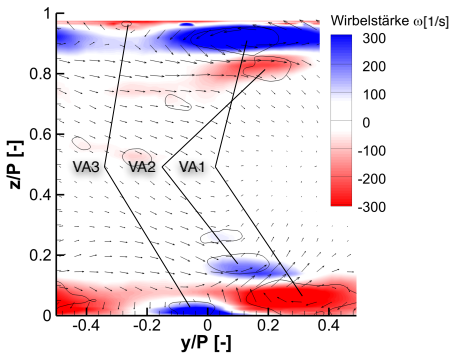
Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Vermessung der Abströmung des Schaufelgitters unter dem Einfluss einer rein axialen Zuströmung diskutiert. Die Vermessung erfolgte hierbei durch eine Traversierung in der Messebene ME2 mit einer Fünflochsonde. Abbildung 6.6 zeigt die Abströmung des Schaufelgitters stromab blickend von der Schaufel 3 des Gitters. Das verwendete Koordinatensystem wurde in Abbildung 5.6 gezeigt.



(a) Verluste ξ



(b) Horizontaler Strömungswinkel α



(c) Wirbelstärke ω und Eigenwerte λ_2

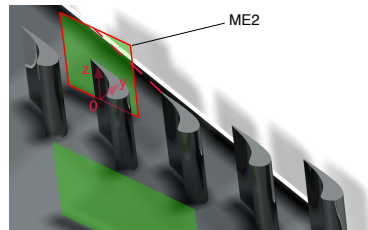


Abbildung 6.6.: Betrachtung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei einer axialen Zustromung

In Abbildung 6.6a ist die Verteilung des Verlustkoeffizienten ξ dargestellt, Abbildung 6.6b zeigt die Differenz des horizontalen Abströmwinkels α zum Metallwinkel der Kaskadenschaukeln. In Abbildung 6.6c ist die Verteilung der Wirbelstärke ω dargestellt. Diese wird überlagert durch Linien, welche die Bereiche eingrenzen, in denen das λ_2 -Kriterium einen Schwellenwert von $\lambda_2 = -1$ unterschreitet und somit Wirbel identifiziert werden können. Die Differenz zu einem Wert von $\lambda_2 = 0$ für den Schwellenwert wurde gewählt, um ein eventuell auftretendes Messrauschen zu unterdrücken und so die eindeutige Identifikation von Wirbeln zu vereinfachen. In allen drei Darstellungen sind zusätzlich für jeden Messpunkt der Sonde in ME2 die resultierenden Vektoren der Tangentialgeschwindigkeiten v und w dargestellt, welche in y - und z -Richtung zeigen. Weiterhin wird die Messebene ME2 in der Messstrecke dargestellt.

In der Darstellung der Verluste ξ ist der Nachlauf der mittleren Schaufel des Gitters zu erkennen. Der Nachlauf setzt sich aus verschiedenen Bereichen zusammen. Zum einen lässt sich ein Gebiet mit erhöhten Verlusten erkennen, welches eine vertikale Ausdehnung aufweist und sich bei $y/P = 0$ befindet. Dies entspricht der projizierten Position der Hinterkante der mittleren Schaufel. Dieses Gebiet wird als LA1 bezeichnet. Weiterhin kann jeweils ein Verlustkern bei einer horizontalen Position von $y/P = 0,2$ und einer Höhe von $z/P = 0,15$ sowie $z/P = 0,85$ identifiziert werden. Diese beiden Gebiete werden jeweils mit LA2 bezeichnet. Diese Verlustkerne befinden sich an der stromab projizierten Position der Saugseite der Schaufel.

Die Darstellung der Vektoren der Geschwindigkeiten v und w zeigen verschiedene Strukturen, welche die Sekundärströmungen in der Abströmung des Schaufelgitters darstellen. Die Verlustkerne befinden sich an Positionen, an welchen starke Scherschichten innerhalb des Strömungsfeldes vorliegen. Diese befinden sich größtenteils zwischen gegenläufig rotierenden Wirbeln sowie innerhalb von Wirbeln.

Die Darstellungen des horizontalen Abströmwinkels α sowie die Vektoren der Tangentialgeschwindigkeiten zeigen Strömungen im Bereich des Bodens und des Deckels des Kaskadengehäuses, welche von den Druckseiten zu den Saugseiten des Schaufelgitters gerichtet sind. Diese werden als FA1 bezeichnet. Weiterhin ist erkennbar, dass die Strömung in der Mitte der betrachteten Passagen ($y/P = -0,5$ bzw. $y/P = 0,5$ und $z/P = 0,5$) sehr geringe Tangentialgeschwindigkeitskomponenten aufweist, also als nahezu sekundärströmungsfrei angesehen werden kann. Der Grund hierfür besteht darin, dass diese Bereiche sehr weit von den Arealen entfernt sind, welche durch Sekundärströmungen oder deren Bildungsmechanismen beeinflusst werden. Als Referenz für eine sekundärströmungsfreie Strömung wird in sämtlichen weiteren Betrachtungen nach [70] der Punkt $y/P = 0,5$ und $z/P = 0,5$ gewählt. Die Strömung in diesen Gebieten wird weiterhin in allen fol-

genden Fällen als Referenzströmungsrichtung für die Bildung der abweichenden kinetischen Energie nach Gleichung 3.29 verwendet. Sämtliche von dieser Richtung abweichenden Strömungen werden als Sekundärströmungen definiert. Es können jedoch geringe Unterschiede zwischen beiden Passagenmitten beobachtet werden, welche sich durch eine schwache Strömung in positiver y -Richtung in der linken gezeigten Passage äußert. Dies ist auf Abweichungen von der idealen Periodizität der Schaufelkaskade zurückzuführen.

Da eine Beschreibung von Wirbeln anhand von Strömungsvektoren unzureichend ist, und um eine bessere Identifikation der auftretenden Wirbel zu ermöglichen, wird das in Kapitel 3.4.1 beschriebene λ_2 -Kriterium angewendet. Es können vier geschlossene Wirbel unterschiedlicher Größe und Wirbelstärke identifiziert werden, welche im Folgenden als VA1, VA2 und VA3 bezeichnet werden und in Abbildung 6.6c dargestellt sind.

Die beschriebenen Strömungsphänomene finden sich in den bekannten Sekundärströmungsmodellen für Turbinenstatoren wieder, welche ausführlich in Kapitel 3.1 beschrieben und welche nun einzeln diskutiert werden.

Wirbel VA1 Dieser Wirbel kann als **Passagenwirbel** identifiziert werden. Er weist im Bereich kleiner z/P -Werte eine Rotationsrichtung stromab gesehen im Uhrzeigersinn auf. Dieser Wirbel weist die größte Wirbelstärke in dem betrachteten Messgebiet auf. Der Grund liegt in der Vereinigung des druckseitige Hufeisenwirbels mit dem Passagenwirbel. Die Position des Wirbels korreliert mit der Saugseite der mittleren Schaufel des Gitters, was der Theorie gängiger Sekundärströmungsmodelle entspricht. Diese sagen eine Annäherung des Passagenwirbels an die Saugseite der Schaufel voraus. Der Passagenwirbel sorgt in y -Richtung für eine Minderumlenkung im Bereich der Passagenmitte und eine Mehrumlenkung im Bereich des Deckels und des Bodens des Kaskadengehäuses.

Wirbel VA2 Dieser Wirbel kann als Bestandteil der Wirbelschicht identifiziert werden, welche den **Hinterkantenwirbel** bildet. Er weist eine Rotationsrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn auf. Die Wirbelstärke dieses Wirbels ist im Vergleich zu den anderen identifizierten Wirbeln als schwach einzustufen.

Wirbel VA3 Dieser Wirbel wird in der Literatur als **Eckwirbel** bezeichnet und besitzt eine Drehrichtung, welche in stromab gewandter Blickrichtung gegen den Uhrzeigersinn gerichtet ist. Er weist die zweithöchste Wirbelstärke der in der Messebene ME2 vorhandenen Wirbel auf. Die Position des Wirbels korreliert mit der Druckseite der mittleren Schaufel des Gitters.

Strömung FA1 Diese Strömung wird als **Seitenwand-Querströmung** bezeichnet und weist den gleichen Entstehungsmechanismus auf, den auch der Passagenwirbel in Wandnähe aufweist. Die Richtung dieser Strömung ist von der Druckseite auf die Saugseite der benachbarten Schaufel gerichtet. Aufgrund dieser Strömung kommt es zu einer starken Mehrumlenkung im Bereich der Wände des Kaskadengehäuses. Weiterhin führen die starken Scherschichten zu erhöhten Verlusten in den beteiligten Gebieten.

Verlustkern LA1 Dieser Verlustkern entsteht durch die Scherschicht, welche stromab der Hinterkante einer Schaufel zu finden ist und für erhöhte Verluste in diesem Gebiet sorgt. Weiterhin weist der Schaufelnachlauf eine starke Verzerrung im Bereich des Bodens und des Deckels des Kaskadengehäuses hin zur Saugseite der Schaufel auf. Der Grund hierfür sind Interaktionen zwischen den Hinterkantenwirbeln und den Passagenwirbeln.

Verlustkern LA2 Dieser Verlustkern bildet sich aufgrund der starken Scherschichten zwischen den Hinterkantenwirbeln und den Passagenwirbeln.

Verlustkern LA3 Dieser Verlustkern bildet sich aufgrund der Scherschichten innerhalb des Eckwirbels, welche für erhöhte Verluste sorgen.

Der saugseitige Hufeisenwirbel ist nicht mehr zu identifizieren. Es besteht die Möglichkeit, dass dieser aufgrund des dominanten Passagenwirbels aufgelöst wurde. Das Strömungsfeld der Abströmung des Schaufelgitters weist sehr große Ähnlichkeit mit bekannten Literaturfällen auf. Als Beispiel sei an dieser Stelle die Untersuchungen von Perdichizzi und Dossena [75] zu nennen. Hier werden Wirbel von sehr ähnlicher Form und Position in der Abströmung des untersuchten Schaufelgitters gefunden. Somit konnte gezeigt werden, dass die Schaufelkaskade im Fall einer axialen Zuströmung eine mit der Literatur vergleichbare Strömungscharakteristik aufweist.

6.2 Das Strömungsfeld des Brennkammersimulators

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Vermessung des Strömungsfeldes stromab des Brennkammersimulators diskutiert. Die Vermessung erfolgte stromab der Austrittsdüse des Drallerzeugers MBSG4 und wurde für einen Bereich des Verdrehwinkels aller Drallerzeuger λ von 2° bis 12° in 2° -Schritten durchgeführt. Sämtliche gezeigten Ergebnisse werden als Verteilung der Mach-Zahl Ma nach

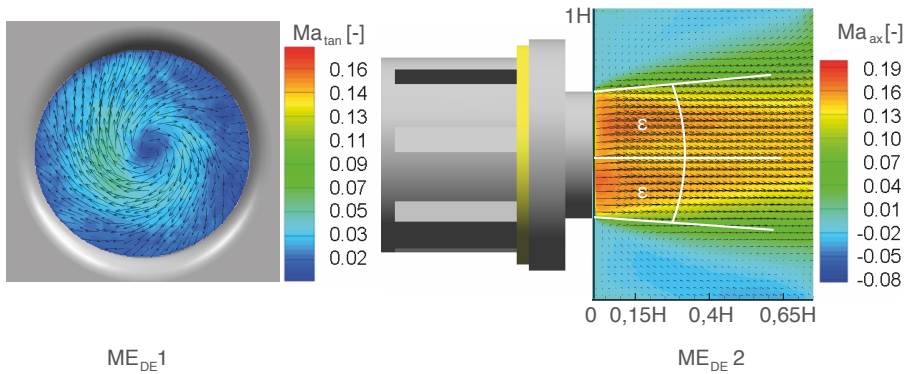
Gleichung 6.1 dargestellt. Die Schallgeschwindigkeit wird hierbei unter Verwendung des Gesetzes für ideale Gase nach Gleichung 6.1 gebildet.

$$Ma = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\kappa R_s T}} \quad (6.1)$$

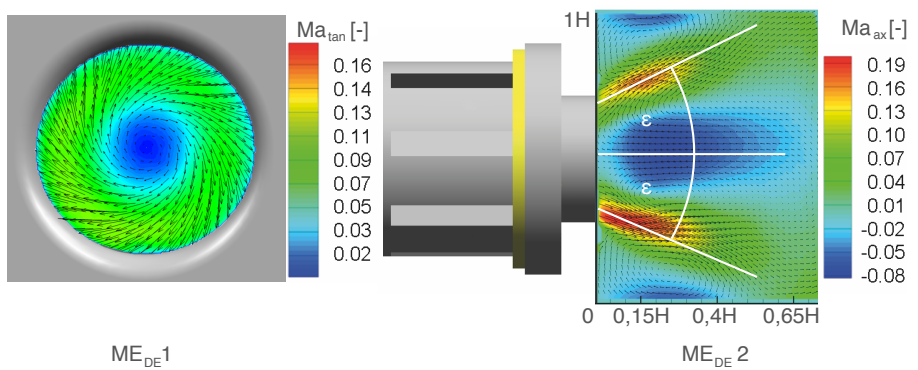
Die folgenden Darstellungen in Abbildung 6.7 zeigen auf der rechten Seite die Verteilung der Mach-Zahl Ma_{ax} , welche mit der axialen Geschwindigkeit u gebildet wurde. Überlagert wird die Verteilung mit einem Vektorfeld, welches mit der axialen Geschwindigkeit u und der vertikalen Geschwindigkeit w in der betrachteten Messebene gebildet wird. Die beobachtete Messebene ME_{DE}2 befindet sich in der Düsenmitte. Auf der linken Seite wird die Verteilung der Mach-Zahl Ma_{tan} in der Messebene ME_{DE}1 dargestellt, welche aus der resultierenden Geschwindigkeit der horizontalen Tangentialgeschwindigkeit v und der vertikalen Tangentialgeschwindigkeit w gebildet wird. Das überlagernde Vektorfeld wird ebenfalls mit diesen beiden Geschwindigkeiten gebildet. Die Messebene ME_{DE}2 befindet sich unmittelbar stromab der Düse.

Abbildung 6.7a zeigt das Strömungsfeld bei einem Verdrehwinkel des Drallerzeugers von $\lambda = 2^\circ$. Bei dieser Einstellung des MBSG sind die tangentialen Kanäle der strömungsführenden Blöcke nahezu geschlossen und es liegt eine sehr schwach verdrehte Strömung vor. Die gemessenen Tangentialgeschwindigkeiten sind betragsmäßig sehr gering, jedoch konstant über den Umfang der Drallerzeugerdüse verteilt. Das Profil der Axialgeschwindigkeit zeigt einen Strahl, welcher die Drallerzeugerdüse verlässt und eine geringe Aufweitung aufweist. Der Öffnungswinkel des Strahls beträgt $\epsilon \approx 18^\circ$. Weiterhin erfahren die Beträge der Axialgeschwindigkeiten nur eine sehr geringe Abschwächung in axialer Richtung. Darüber hinaus entstehen starke Geschwindigkeitsgradienten und Scherschichten in den Randbereichen des Strahls. Der Drall der Strömung ist zu schwach, als dass sich ein zentrales Rezirkulationsgebiet (CRCZ) ausbilden kann. Der Luftstrahl ist jedoch ringförmig von einem Rezirkulationsgebiet umgeben, welches durch die starke Scherschicht im Randbereich des Luftstrahls induziert wird. Dies äußert sich durch Eckwirbel, welche oberhalb und unterhalb des Luftstrahls auftreten und Bestandteil dieses Rezirkulationsgebiets sind. Die Eckwirbel weisen eine axiale Ausdehnung von $0,7H$ auf.

Abbildung 6.7b zeigt das Strömungsfeld bei einem Verdrehwinkel des Drallerzeugers von $\lambda = 12^\circ$. Bei diesem Verdrehwinkel sind die tangentialen Kanäle der Blöcke nahezu komplett offen und es liegt eine stark verdrehte Strömung am Austritt der Drallerzeugerdüse vor. Es zeigen sich große Beträge bei den Tangentialge-



(a) Drallertzeuger Verdrehwinkel $\lambda = 2^\circ$



(b) Drallertzeuger Verdrehwinkel $\lambda = 12^\circ$

Abbildung 6.7.: Strömungsfeld der Drallertzeuger bei verschiedenen Verdrehwinkeln λ (Planar-PIV Messungen) (nach [31])

schwindigkeiten sowie eine homogene Verteilung derselben über den Umfang der Drallerzeugerdüse. Hierbei ist zu beachten, dass aufgrund einer verbesserten Ablesbarkeit die Vektoren in den Darstellungen beider Verdrehwinkel λ unterschiedliche Skalierungsfaktoren und deshalb in beiden Fällen ähnliche Längen aufweisen. Weiterhin ist ein starker positiver Geschwindigkeitsgradient messbar, welcher sich in radialer Richtung nach außen erstreckt. Die Darstellung der Axialgeschwindigkeiten zeigt eine starke Aufweitung des Strahls stromab der Drallerzeugerdüse. Nach einer Strecke von $0,4H$ erstreckt sich die Wirbelströmung des Drallerzeugers auf die gesamte Höhe H der Messstrecke. Der Öffnungswinkel des Strahls beträgt $\epsilon \approx 34^\circ$. Des Weiteren lässt sich anhand des Vektorfeldes und der hohen negativen Werte der Axialgeschwindigkeiten im Bereich des Drallzentrums auf das Vorhandensein eines starken zentralen Rezirkulationsgebiets schließen. Dieses besitzt eine axiale Ausdehnung von $0,65H$. An dieser Position kann das in Kapitel 3.3 beschriebene Phänomen des „Vortex Breakdown“ beobachtet werden. Es kehrt sich an dieser Stelle die Richtung der Strömung um, was zu der Ausbildung des von Gupta [37] beschriebenen zentralen Rezirkulationsgebiets führt. Weiterhin ist der Hauptwirbel von dem bereits beschriebenen ringförmigen Rezirkulationsgebiet umgeben. Dieses weist aufgrund der starken Aufweitung des Hauptwirbels eine axiale Ausdehnung von $0,4H$ auf, welche deutlich kleiner ist als im Fall der schwachen Drallströmung. Um weitere Aussagen über das zentrale Rezirkulationsgebiet tätigen zu können, wird dessen Fläche in der Messebene ME_{DE1} in Abhängigkeit des Verdrehwinkels λ betrachtet und in Abbildung 6.8 dargestellt. Hierbei wird die gesamte Fläche im Kernbereich der Strömung zu dem zentralen Rezirkulationsgebiet gezählt, in welcher es zu einer Strömungsumkehr kommt. Die Fläche des zentralen Rezirkulationsgebiets wird hierbei im Verhältnis zu der gesamten Fläche dargestellt, welche von der Messebene abgedeckt wird. Die abgedeckte Gesamtfläche hat eine Höhe von H und eine Länge von $0,75H$. Es zeigt sich, dass das zentrale Rezirkulationsgebiet ab einem Verdrehwinkel von $\lambda > 6^\circ$ auftritt und eine Größe von $0,3A_{CRCZ}/A_{ME}$ bei dem größten untersuchten Verdrehwinkel von $\lambda = 12^\circ$ erreicht.

6.2.1 Die Drallzahlkennlinie der Drallerzeuger

Werden die Geschwindigkeitsprofile der vermessenen Verdrehwinkel des Drallerzeugers λ entsprechend dem in Kapitel 5.1.1 beschriebenen Verfahren ausgewertet, so kann eine charakteristische Kurve generiert werden, die einen Zusammenhang zwischen dem Verdrehwinkel λ und der Drallzahl S herstellt, welche unmittelbar stromab der Drallerzeugerdüse vorliegt. Dies ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Der eingesetzte Drallerzeuger erreicht also bei dem größten untersuchten Verdrehwin-

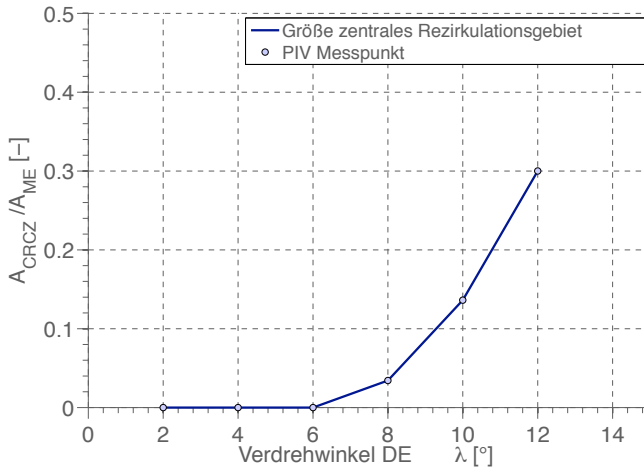


Abbildung 6.8.: Größe des zentralen Rezirkulationsgebiets bei verschiedenen Verdrehwinkeln λ

kel von $\lambda = 12^\circ$ eine Drallzahl von $S = 1,2$. Die Verdrehwinkel λ , welche für die Versuche verwendet wurden, können der Tabelle 6.1 entnommen werden.

S	0,4	0,6	0,8	1,0
λ	5°	7°	9°	11°

Tabelle 6.1.: Verwendete Verdrehwinkel λ des MBSG

Es wurde bereits gezeigt, dass es bei einem Verdrehwinkel des MBSG von $\lambda > 6^\circ$ zu der Ausbildung eines zentralen Rezirkulationsgebietes kommt. Nach Abbildung 6.9 liegt in diesem Verdrehwinkelbereich eine Drallzahl $S = 0,6$ vor. Dies entspricht den in Kapitel 3.3 beschriebenen Untersuchungen von Gupta et al. [37], welche eine Drallzahl von $S = 0,6$ als die kritische Drallzahl angeben, ab der es zu der Entstehung eines zentralen Rezirkulationsgebietes kommt.

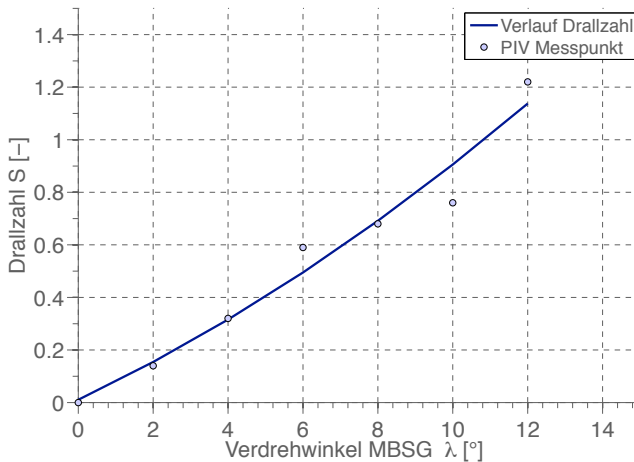


Abbildung 6.9.: Gemessene Drallzahlen S am Drallerzeugeraustritt (nach [31])

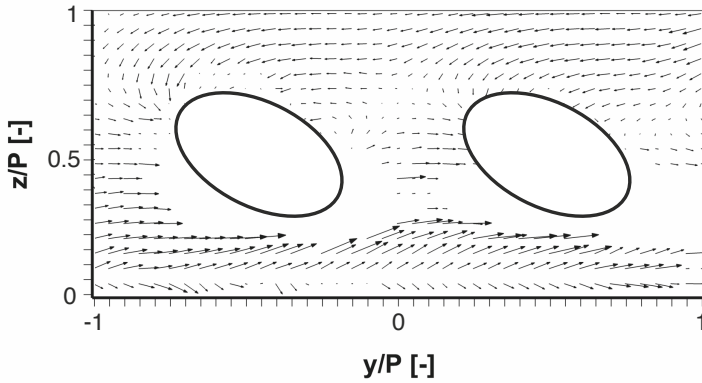
6.3 Das Strömungsfeld des Schaufelgitters bei verdrahlter Zuströmung

Im Folgenden wird das Strömungsfeld im Bereich des Schaufelgitters bei einer stark verdrahlten Hauptströmung beschrieben.

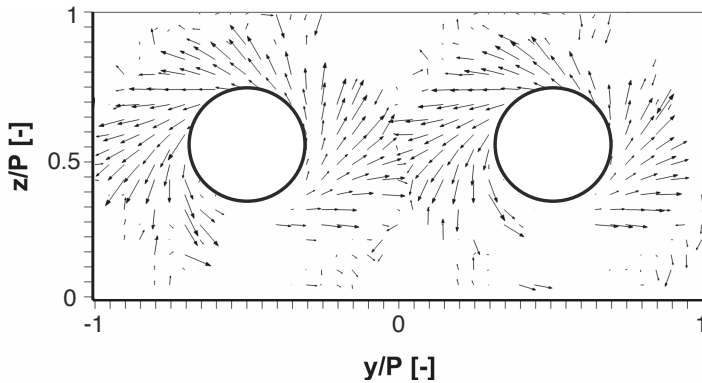
6.3.1 Die Zuströmung der Kaskade

Im nächsten Abschnitt wird die Zuströmung des Schaufelgitters betrachtet. In Abbildung 6.10a wird das Ergebnis einer Fünflochsondentraverse der Messebene ME1 stromauf des Schaufelgitters gezeigt. Die Entfernung zwischen den Düsen der Drallerzeuger und den Vorderkanten der Kaskadenschaukeln beträgt in dem dargestellten Fall $D/H = 2,5$, die eingestellte Drallzahl unmittelbar stromab der Drallerzeugerdüsen beträgt $S = 0,8$. Es werden die resultierenden Vektoren der Geschwindigkeitskomponenten v und w in der Messebene dargestellt.

Es zeigt sich, dass aufgrund der in der Messebene auftretenden großen Strömungswinkel γ Bereiche existieren, welche nicht mit einer feststehenden Fünflochsonde vermessen werden können. Es ist davon auszugehen, dass diese Bereiche vor allem in den Zentren der Wirbel der Drallerzeuger auftreten, da hier große Geschwindigkeitskomponenten in vertikaler Richtung vorliegen dürften. Ungeachtet der



(a) $S = 0,8$; $D/H = 2,5$



(b) $S = 0,8$; $D/H = 1,75$

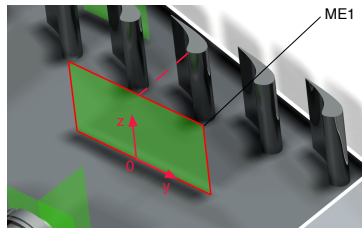


Abbildung 6.10.: Vermessung der Zuströmung des Schaufelgitters an ME1
(nach [31])

Tatsache, dass die Ergebnisse nicht für quantitative Aussagen herangezogen werden können, ist es möglich, eine qualitative Begutachtung der Strömungsbedingungen im Eintritt des Schaufelgitters durchzuführen.

Es ist aufgrund der zwei Bereiche ohne gültige Messwerte auf 50% Kanalhöhe sehr wahrscheinlich, dass in der Messebene individuelle Wirbel der Drallerzeuger vorzufinden sind. Diese weisen jedoch eine geringe Größe auf. Das dominierende Merkmal in der vermessenen Ebene ist eine große umlaufende Strömung, welche sich als ein in negative y -Richtung gerichtetes Strömungsfeld im Bereich des Deckels ($z/P = 1$) und ein in positive y -Richtung gerichtetes Strömungsfeld im Bereich des Bodens ($z/P = 0$) bemerkbar macht. Der Grund hierfür besteht darin, dass es aufgrund der gleichsinnigen Drehrichtung der sechs Drallerzeuger zur Bildung von starken Scherschichten zwischen den individuellen Wirbeln der Drallerzeuger kommt. Dies ist der Fall, da die Strömungen an den benachbarten Flanken der Wirbel entgegen gesetzt zueinander gerichtet sind. In diesen Bereichen kommt es zu einer verstärkten Dissipation der kinetischen Energie des Fluids. Dies hat zur Folge, dass sich die individuellen Wirbel auflösen und sich weitgehend zu der beschriebenen umlaufenden Strömung vereinigen. Dieser Effekt wird ausgeprägter, je weiter sich die Strömung stromab bewegt. Die maximalen Beträge der horizontalen Strömungswinkel α im Bereich des Bodens und des Deckels der Messstrecke betragen in dem betrachteten Fall $\alpha \approx 40^\circ$. Die Scherschichten haben weiterhin eine ovale Verzerrung der individuellen Wirbelstrukturen zur Folge, was an den ovalen Bereichen ohne gültige Messwerte zu erkennen ist.

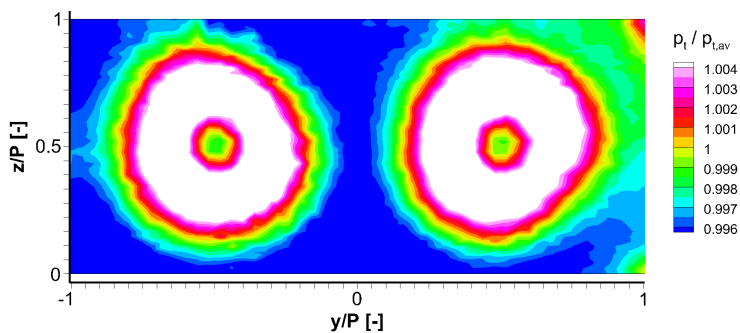
Abbildung 6.10b zeigt das Ergebnis einer Fünfflochsondentraverse der Messebene ME1 stromauf des Schaufelgitters bei einer Distanz zwischen den Drallerzeugerdüsen und dem Schaufelgitter von $D/H = 1,75$ und einer Drallzahl von $S = 0,8$. Es zeigt sich, dass bei der kürzeren der beiden untersuchten Distanzen die individuellen Wirbelstrukturen stärker hervortreten. Weiterhin ist noch kein Zusammenschluss zu einer großen umlaufenden Strömung erkennbar. Des Weiteren ist keine ovale Verzerrung der Bereiche ohne gültige Messwerte auf halber Kanalhöhe zu erkennen. Darüber hinaus sind Bereiche in der Nähe des Bodens und des Deckels zwischen den individuellen Wirbeln zu erkennen, in denen ebenfalls aufgrund großer vertikaler Strömungswinkel γ keine Ergebnisse gewonnen werden können. Dies deutet eventuell auf die Existenz von weiteren Wirbeln hin, welche zwischen den einzelnen Drallströmungen der Drallerzeuger induziert werden.

Um Informationen über die Totaldruckverteilung der Zuströmung in der Messebene ME1 zu gewinnen, wurde eine Vermessung der Strömung mittels der in Kapitel 5.2 beschriebenen Totaldrucksonde durchgeführt. Abbildung 6.11 zeigt die Ergebnisse für eine Distanz zwischen den Drallerzeugern und dem Schaufelgitter von

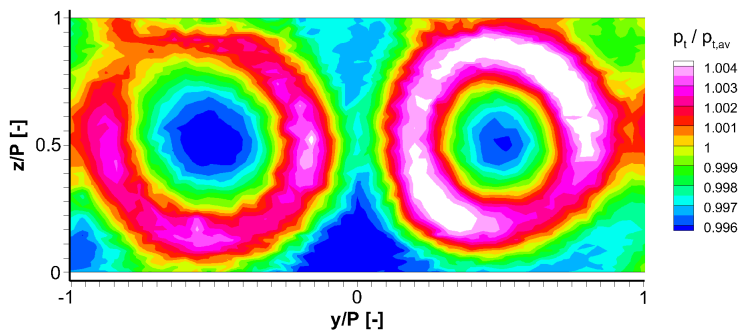
$D/H = 1,75$. In Abbildung 6.12 sind die Ergebnisse für eine Distanz von $D/H = 2,5$ dargestellt. Die untersuchten Drallzahlen steigen vom oberen Bild beginnend mit $S = 0,6$ in 0,2-Schritten bis $S = 1,0$ im unteren Bild an. Weiterhin werden die Totaldrücke mit dem jeweils gültigen mittleren Totaldruck jeder Messung entdimensioniert. Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen beiden untersuchten Distanzen sichtbar. Es treten bei der kürzeren der beiden untersuchten Distanzen $D/H = 1,75$ bei sämtlichen Drallzahlen starke Druckgradienten auf. Diese äußern sich in ringförmigen Gebieten mit stark überhöhtem Totaldruck. Weiterhin treten Druckminima in den Zentren der Ringe sowie an ihren Randgebieten auf. Bei der größeren untersuchten Distanz $D/H = 2,5$ treten die größten Totaldrücke im Bereich des Bodens und des Deckels des Kaskadengehäuses auf. Auf der Kanalhöhe $H = 0,5$ treten ovale Gebiete mit niedrigeren Totaldrücken auf. Die Positionen dieser ovalen Gebiete korrespondieren mit jenen, in welchen mittels der Fünflochsonde aufgrund der großen Strömungswinkel γ keine Daten gewonnen werden konnten. Im Vergleich zu der kürzeren Distanz fallen die Gradienten der Totaldruckverteilung deutlich geringer aus. Dies resultiert daraus, dass die Strömung sich aufgrund der größeren Lauflänge bereits stärker ausgemischt hat. Ein weiteres Merkmal ist der deutliche Unterschied zwischen der Drallzahl $S = 0,6$ und den beiden größeren Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ bei beiden untersuchten Distanzen. Während die Unterschiede zwischen den beiden größeren Drallzahlen in der Totaldruckverteilung gering sind, so ändern sich bei einer Reduzierung der Drallzahl auf einen Wert von $S = 0,6$ sowohl die Absolutwerte als auch die Struktur der Totaldruckverteilung.

Um weitere Aussagen über die Unterschiede zwischen den Totaldruckprofilen in der Zuströmung des Schaufelgitters bei den einzelnen Betriebspunkten tätigen zu können, werden die Totaldruckprofile entlang der y -Achse gemittelt und über die Höhenkoordinate z der Messstrecke dargestellt. Die Ergebnisse für eine Distanz von $D/H = 1,75$ sind in Abbildung 6.13a dargestellt, die Resultate für eine Distanz von $D/H = 2,5$ sind in Abbildung 6.13b gezeigt. Als Referenz wird in beiden Diagrammen der über der Kanalhöhe annähernd konstante Verlauf des Totaldrucks bei einer axialen Zuströmung dargestellt.

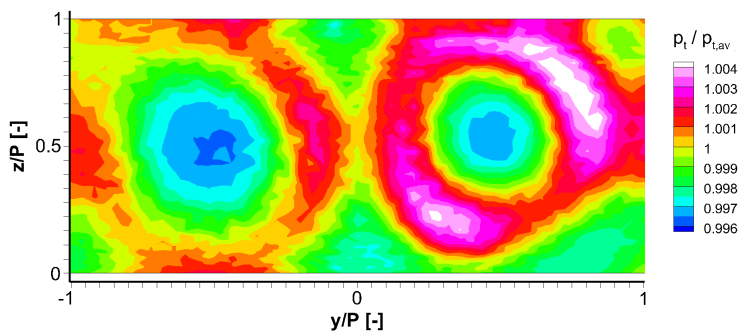
Die Totaldruckverteilung bei einer Drallzahl $S = 0,6$ und einer Distanz $D/H = 1,75$ ist darauf zurückzuführen, dass sich bei dieser Drallzahl nur ein schwaches zentrales Rezikulationsgebiet ausbildet und die Austrittsströmungen aus den Drallerzeugerdüsen Strahlcharakter mit geringen Aufweitungen haben. Dies führt zu einem hohen Massenstrom in der Mitte des Strömungskanals und damit zu großen Totaldrücken in diesen Gebieten. Bei den beiden größeren Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ wird die Aufweitung der zentralen Wirbel aufgrund des stärkeren Dralls der Strömung größer. Es wird mehr Masse von den zentralen Wirbelachsen radial nach außen



(a) $S = 0,6$; $D/H = 1,75$

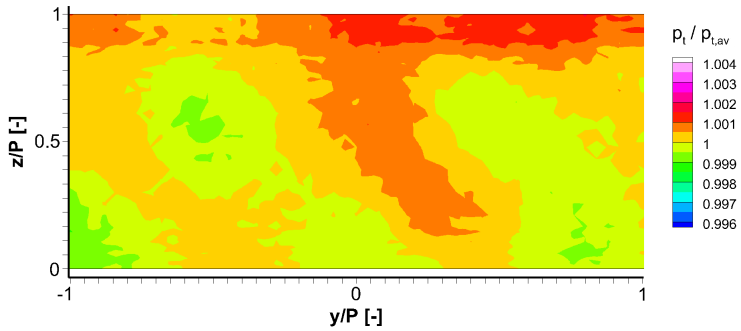


(b) $S = 0,8$; $D/H = 1,75$

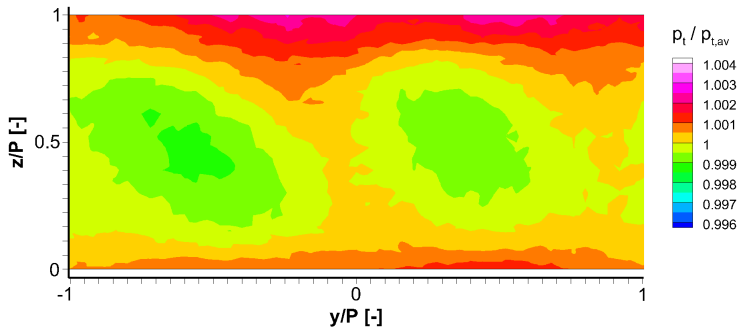


(c) $S = 1,0$; $D/H = 1,75$

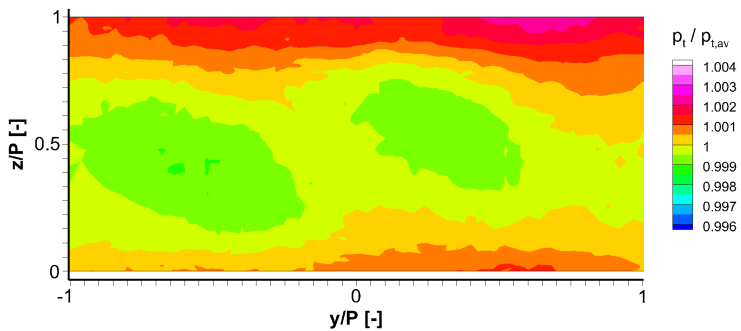
Abbildung 6.11.: Totaldruckverteilung $p_t / p_{t,av}$ bei einer verdrehten Hauptströmung ($D/H = 1,75$) (nach [31])



(a) $S = 0,6$; $D/H = 2,5$

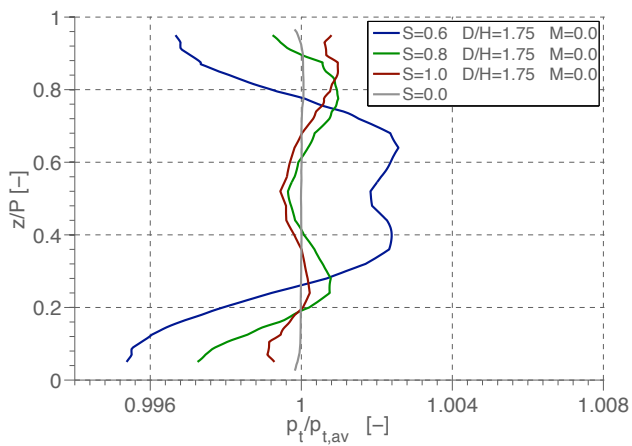


(b) $S = 0,8$; $D/H = 2,5$

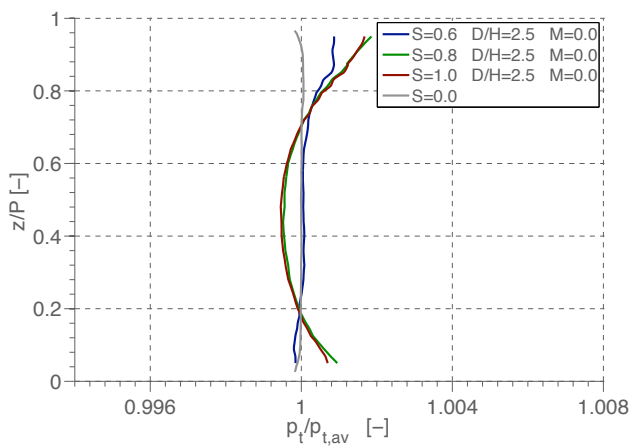


(c) $S = 1,0$; $D/H = 2,5$

Abbildung 6.12.: Totaldruckverteilung $p_t / p_{t,av}$ bei einer verdrehten Hauptströmung ($D/H = 2,5$) (nach [31])



(a) $D/H = 1,75$



(b) $D/H = 2,5$

Abbildung 6.13.: Quergemittelter Totaldruck $p_t/p_{t,av}$ (nach [31])

transportiert. Hierdurch kommt es zu höheren Totaldrücken in den wandnahen Bereichen des Strömungskanal. Weiterhin befinden sich bei der kürzeren Distanz $D/H = 1,75$ und einer Drallzahl $S = 0,8$ die Maximalwerte des Totaldrucks bei einer Kanalhöhe von $z/P = 0,25$ bzw. $z/P = 0,75$. In Richtung des Deckels und des Bodens nimmt der Totaldruck hingegen wieder ab. Bei einer Drallzahl $S = 1,0$ befinden sich die Maximalwerte des Totaldrucks bei einer Kanalhöhe von $z/P = 0,24$ bzw. $z/P = 0,86$. Es lässt sich beobachten, dass das Absinken des Totaldrucks im Bereich des Bodens und des Deckels deutlich geringer ausfällt, je höher die Drallzahl S ist. Diese Effekte sind wiederum auf den höheren radialen Massentransport zurückzuführen. Der Effekt wird bei einer größeren Distanz D zwischen den Drallerzeugern und dem Schaufelgitter stärker, da die Strömung mehr Raum in ihrer Hauptrichtung zur Verfügung hat. Dies führt zu den in Abbildung 6.13b gezeigten Totaldruckprofilen und in direkter Wandnähe liegenden Maxima bei einer Distanz von $D/H = 2,5$. Weiterhin kann ausgesagt werden, dass eine Änderung der Drallzahl S bei der kürzeren der beiden untersuchten Distanzen $D/H = 1,75$ einen stärkeren Einfluss auf die Zuströmung zu dem Schaufelgitter hat als eine Änderung bei der längeren Distanz $D/H = 2,5$. Eine Überhöhung des Totaldrucks in den Bereichen der strömungsbegrenzenden Wände am Eintritt der Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine wurde, wie bereits in Kapitel 2.1.1 erwähnt, unter anderem von Barringer [7] gezeigt. Hier wurde die Überhöhung jedoch mit der Gegenwart von Dilution Holes in den Brennkammerwänden und dem damit einhergehenden Einbringen von zusätzlicher Masse in dem Bereich der Endwände begründet und darf nicht mit den hier beschriebenen Mechanismen verwechselt werden. Vergleicht man eine Änderung der Drallzahl S mit einer Änderung der Distanz D , so wird deutlich, dass bei einer Erhöhung von S und einer Verringerung von D vergleichbare Effekte auftreten. Ein Beispiel hierfür ist der Anstieg des Totaldrucks im Bereich des Bodens und des Deckels. Eine Verringerung der Distanz D zieht jedoch deutlich stärkere Veränderungen der Zuströmung auf das Schaufelgitter nach sich als eine Änderung der Drallzahl.

Der Vergleich mit dem Totaldruckprofil einer axialen Zuströmung zeigt, dass die Totaldrücke bei einer Distanz von $D/H = 1,75$ und den Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ in der Mitte des Kanals niedriger sind als bei dem axialen Referenzfall. Weiterhin ist zu beobachten, dass bei allen drei untersuchten Drallzahlen der Totaldruck der verdrahten Strömung in der Nähe des Bodens ebenfalls geringer ist als dieser bei einer axialen Zuströmung. Im Bereich des Deckels gilt dies jedoch nur für die Drallzahlen $S = 0,6$ und $S = 0,8$. Diese Asymmetrie kann auf eine eventuell inhomogene Ausprägung der Drallströmung zurückgeführt werden.

Es ist davon auszugehen, dass die beobachteten unterschiedlichen Ausprägungen der Totaldruckprofile am Eintritt des Schaufelgitters einen deutlichen Einfluss auf dessen Verlustverhalten hat. Beispielsweise kommt es bei einer Erhöhung des Totaldrucks in Wandnähe zu einem Anfachen der durch die Grenzschichten ausgelösten Sekundärströmungsphänomene, was unter anderem von Barringer [7] beschrieben wurde.

6.3.2 Strömungsbedingungen im Eintrittsbereich der Kaskade

Im folgenden Abschnitt werden die Strömungsbedingungen im Eintrittsbereich der Kaskade diskutiert. Die Vermessung wurde bei den Betriebsparametern $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$ durchgeführt. Hierzu wurden die in Abbildung 5.5 gezeigten Messebenen im Bereich der Passage P4 mittels Stereo-PIV vermessen.

Gezeigt wird auf der linken Seite der Darstellung die resultierende Geschwindigkeit u_{res} der drei Geschwindigkeitskomponenten u , v und w , welche durch die in der Messebene gültige mittlere resultierende Geschwindigkeit $u_{res,av}$ geteilt wird. Weiterhin werden die Geschwindigkeitskomponenten v und w gezeigt, welche in Form von deren resultierenden Vektoren dargestellt werden. Des Weiteren wird die Wirbelstärke ω dargestellt, sowie die Bereiche mit Isolinien gekennzeichnet, in welchen mittels des λ_2 -Kriteriums Wirbel identifiziert werden können. Es werden im Folgenden die Messebenen ME_{Pass} 1, ME_{Pass} 2 und ME_{Pass} 4 diskutiert. Die Ergebnisse für ME_{Pass} 3 können dem Anhang A.4 entnommen werden.

Abbildung 6.14 zeigt die Messebene ME_{Pass} 1, welche sich in einer Entfernung von $2,2r_{LE}$ stromauf von den Vorderkanten des Schaufelgitters befindet. Die Ergebnisse zeigen die bereits in der Messebene ME1 identifizierte umlaufende Strömung. Weiterhin ist ein individueller Wirbel VR1 erkennbar, dessen Ursprung die Drallströmung des Drallerzeugers ist und der auf die betrachtete Passage gerichtet ist. Dieser Wirbel hat jedoch aufgrund der Scherschichten zwischen den Drallströmungen der Drallerzeuger und der umlaufenden Strömung eine ovale Form angenommen. Weiterhin befindet sich das Zentrum des Wirbels nicht mehr auf halber Kanalhöhe, sondern auf ca. 30% der Kanalhöhe in der Nähe des Bodens. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Umlenkung der Strömung durch das Kaskadengehäuse die auftretenden Drallströmungen überlagert. Hierbei werden die in Krümmungsrichtung (negative y -Richtung) des Kaskadengehäuses gerichteten Geschwindigkeitsanteile der auftretenden Drallströmungen verstärkt und die gegen die Krümmungsrichtung (positive y -Richtung) gerichteten Anteile abgeschwächt. Beide Effekte führen in Summe zu abwärts gerichteten Trajektorien der Drallerzeugerwirbel.

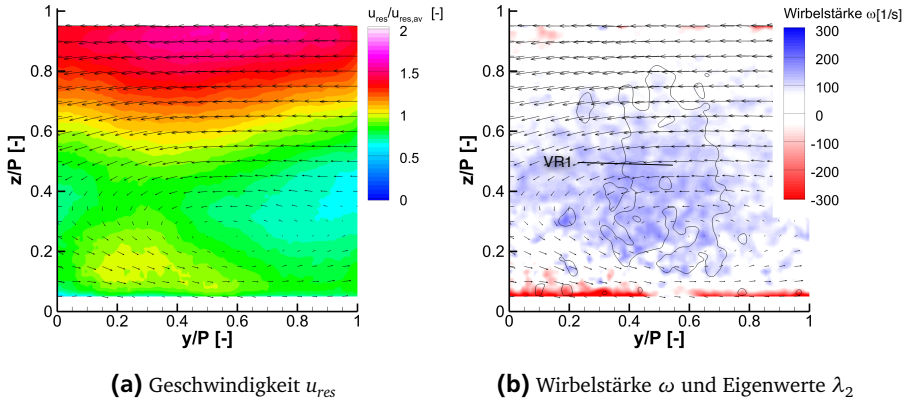


Abbildung 6.14.: Betrachtung der Strömung in Messebene ME_{Pass1} bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$

Abbildung 6.15 zeigt die Ergebnisse der Vermessung von ME_{Pass2} . Diese Messebene befindet sich in einer Entfernung von $0,4r_{LE}$ stromauf der Vorderkanten des Schaufelgitters. In dieser Messebene kann bereits der Einfluss des Schaufelgitters beobachtet werden. Dieser äußert sich in einer Reduktion der Geschwindigkeit u_{res} der Strömung. Weiterhin hat sich die Position des individuellen Wirbels VR1 aufgrund des stärker werdenden Druckfeldes und der damit früher stromauf wirkenden Umlenkung der Kaskade in Richtung des Bodens bewegt.

Abbildung 6.16 zeigt den Verlauf des horizontalen Zuströmwinkels α in der Messebene ME_{Pass2} an der stromauf projizierten Position der Vorderkante der mittleren Schaufel und stellt somit die zu erwartende Inzidenz dar. In Abbildung 6.16a wird hierbei die Drallzahl S und in Abbildung 6.16b die Distanz D variiert. Es kann an dieser Position ein starker Gradient des horizontalen Strömungswinkels α beobachtet werden. Diese Variation des Winkels der Zuströmung führt zu einer variierenden Inzidenz an den Vorderkanten der Schaufeln. Hierbei tritt im Bereich des Deckels eine starke negative Inzidenz auf, was zu einer aerodynamischen Entlastung der Schaufel in diesem Bereich führt. Im Bereich des Bodens ist eine starke positive Inzidenz festzustellen. Dies führt zu einer stärkeren aerodynamischen Belastung der Schaufel. Quantitativ zeigt sich, dass für eine Drallzahl von $S = 1,0$ und einer Distanz von $D/H = 1,75$ an der Schaufelvorderkante negative Inzidenzwinkel von bis zu 42° im Bereich der Schaufelspitze und positive Inzidenzwinkel von bis zu 30° im Bereich der Nabe auftreten. Weiterhin wird deutlich, dass eine Änderung der

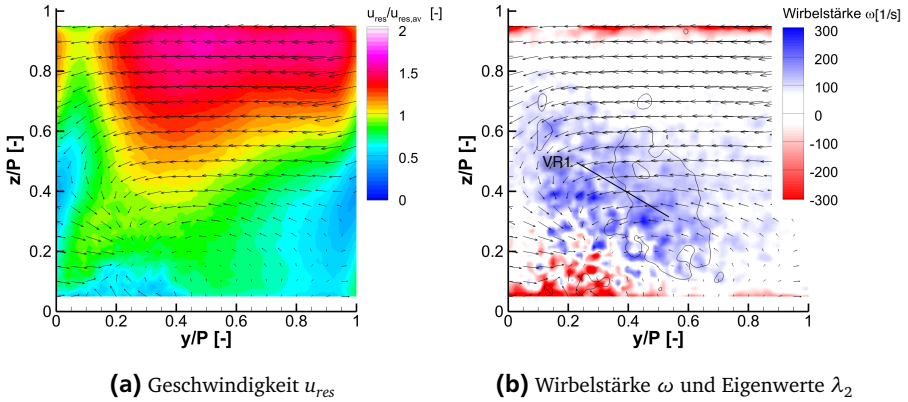
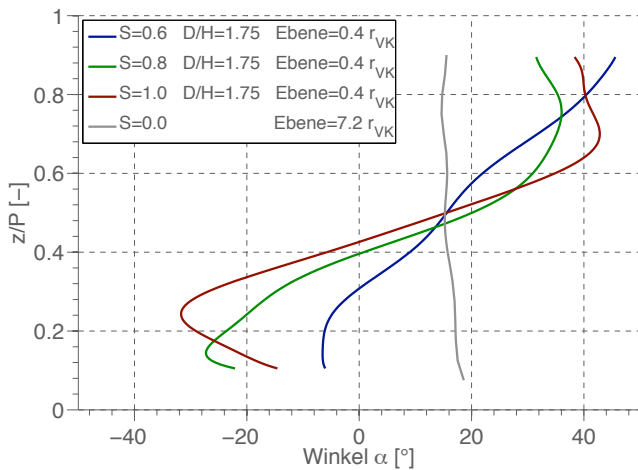


Abbildung 6.15.: Betrachtung der Strömung in Messebene ME_{pass2} bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$

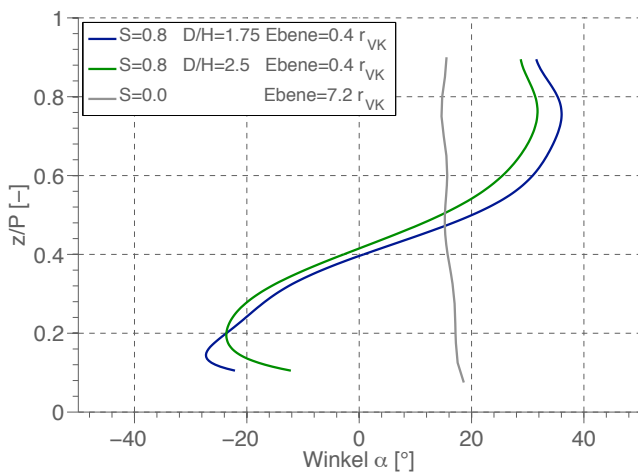
Drallzahl S einen großen Einfluss auf den Strömungswinkel α hat. Betrachtet man hingegen α bei unterschiedlichen Distanzen D , so fällt dieser geringer aus.

Die Abbildung 6.17 zeigt die Messebene ME_{pass4} . Diese befindet sich stromab der Vorderkanten des Schaufelgitters im Abstand von $-0,9r_{LE}$. Hierbei ist zu beachten, dass nur der mittlere Bereich der Passage vermessen werden konnte, da die schaufelnahen Bereiche im Zuge der SPIV-Vermessung nicht von beiden Kameras beobachtet werden konnten. Es zeigt sich, dass innerhalb des betrachteten Bereichs der Passage zwar Sekundärströmungen vorliegen, diese jedoch keine Ähnlichkeit mit den aus den bestehenden Sekundärströmungsmodellen bekannten Phänomene haben. Dies entspricht den Beobachtungen von Pylouras [78], welcher im Zuge seiner numerischen Untersuchungen ebenfalls keine konventionelle Sekundärströmung nachweisen konnte.

Um Informationen über die noch nicht untersuchten Bereiche der Strömung in den Passagen des Schaufelgitters zu erlangen, können die hier gezeigten Ergebnisse für eine Validierung von numerischen Berechnungsmodellen verwendet werden. Diese können anschließend herangezogen werden, um die noch bestehenden Informationslücken bezüglich der Strömung in dem Schaufelgitter zu schließen. Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse, dass es zu einer starken Wechselwirkung zwischen der Drallströmung und der Schaufelkaskade kommt. Eine alleinige Betrachtung der Brennkammer und der Turbine ist somit nicht zielführend. Beide Komponenten



(a) Variation Drallzahl S



(b) Variation Distanz D

Abbildung 6.16.: Horizontaler Strömungswinkel α in $ME_{\text{Pass}2}$

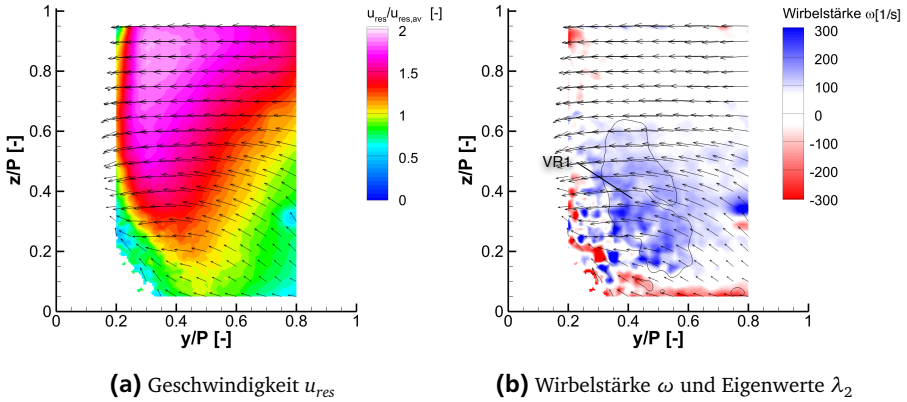


Abbildung 6.17.: Betrachtung der Strömung in Messebene ME_{Pass4} bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$

der Gasturbine müssen strömungstechnisch als gesamtheitliche Einheit betrachtet werden.

6.3.3 Die Abströmung der Kaskade

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Fünflochsondentraversen der Messebene ME2 stromab des Schaufelgitters der verschiedenen Prüfstandskonfigurationen diskutiert. Gezeigt wird der durch die Gleichung 5.1 definierte Druckverlustkoeffizient ξ sowie die für jeden Messpunkt der Sonde in ME2 resultierenden Vektoren der Tangentialgeschwindigkeiten v und w , welche in y - und z -Richtung zeigen. Weiterhin wird der horizontale Strömungswinkel α gezeigt. Das verwendete Koordinatensystem wird in Abbildung 5.6 dargestellt.

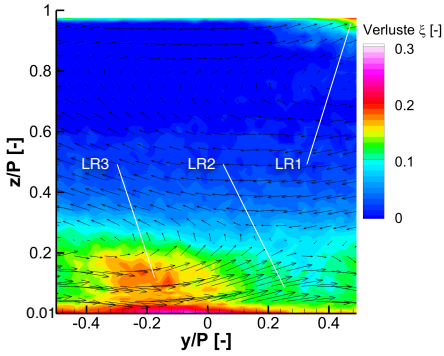
In Abbildung 6.18 ist das Ergebnis der Vermessung der Betriebsparameter $S = 0,8$ und $D/H = 1,75$ zu sehen. Es wird deutlich, dass in ME2 keine in der Literatur dokumentierten Sekundärströmungsphänomene erkennbar sind, welche bei der Untersuchung der Abströmung des Schaufelgitters bei einer rein axialen Zuströmung deutlich erkennbar waren. Sollten diese doch existieren, dann treten sie in stark abgewandelter Form auf. Sichtbar ist hingegen das periodische Auftreten von Verlustgebieten, welche im Nachfolgenden beschrieben werden.

Abbildung 6.18a zeigt die in der Messebene auftretenden Totaldruckverluste. Ein Verlustgebiet befindet sich in unmittelbarer Nähe des Deckels des Kaskadengehäuses

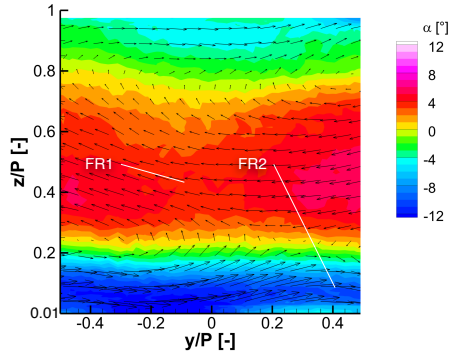
und wird im Folgenden mit LR1 bezeichnet. Ein zweites Verlustgebiet befindet sich in der unteren Hälfte der Messebene und wird im Weiteren mit LR2 bezeichnet. Innerhalb von LR2 ist ein weiterer ausgeprägter Verlustkern identifizierbar. Dieser wird als LR3 bezeichnet. Die Betrachtung der horizontalen Abströmwinkel α in Abbildung 6.18b zeigt ein großes Gebiet mit einer auf den Metallumlenkwinkel der Schaufel bezogenen Mehrumlenkung von bis zu $\alpha = 5^\circ$. Dieses Gebiet befindet sich in der oberen Hälfte der Messebene und wird im Folgenden mit FR1 bezeichnet. Dieses Gebiet ist gleichzeitig das flächenmäßig dominierende Merkmal der in der Messebene vorherrschenden Sekundärströmung. Weiterhin befindet sich in der unteren Hälfte der Messebene ein Gebiet mit einer Minderumlenkung der Strömung von bis zu $\alpha = -8^\circ$. Dieses wird mit FR2 bezeichnet. In Abbildung 6.18c wird die Verteilung der Wirbelstärke ω dargestellt. Diese wird überlagert durch Isolinien, welche die Bereiche eingrenzen, in denen mit dem λ_2 -Kriterium Wirbel identifiziert werden können. Es zeigt sich, dass in dem Bereich des Verlustkerns LR3 ein Wirbel auftritt, welcher mit VR1 bezeichnet wird. Dieser befindet sich nahe der Passagenmitte und tritt periodisch in jeder Passage auf. Des Weiteren lässt sich ein Wirbel identifizieren, der mit VR2 bezeichnet wird. Dieser bildet sich zwischen den periodischen Wirbeln VR1 zweier benachbarter Passagen aus.

Im Folgenden werden die auftretenden Strömungsphänomene einzeln diskutiert.

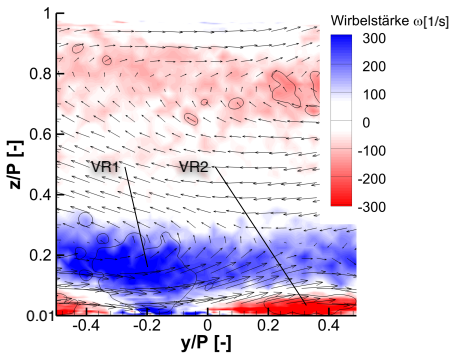
Verlustkern LR1 Es besteht die Möglichkeit, dass der Verlustkern LR1 aus den aus der Literatur bekannten klassischen Sekundärströmungseffekten wie dem Passagenwirbel und dem Eckwirbel hervorgeht. Obwohl in der Messebene ME2 sowohl in der Vektordarstellung als auch mittels des λ_2 -Kriteriums an der Position von LR1 kein Wirbel identifiziert werden kann, ist es denkbar, dass diese innerhalb der Passage auftreten, jedoch aufgrund der durch die Drallerzeuger generierten starken Turbulenz nach kurzer Weglänge dissipiert werden und an der Position der Messebene ME2 nur noch als Verlustkerne identifiziert werden können. Für eine abschließende Aussage liegen jedoch nicht genügend Informationen über die Strömung in den Passagen vor. Weiterhin kann im Zusammenhang mit dem Verlustkern LR1 eine reduzierte Periodizität im Strömungsfeld beobachtet werden. Dies ist auf die durch die Drallerzeuger generierte umlaufende Strömung stromauf des Schaufelgitters zurückzuführen. Aufgrund der dadurch auftretenden Querströmungen im Bereich des Bodens und des Deckels des Kaskadengehäuses werden Störungen durch die Seitenwände und die Ecken des Gehäuses in den Bereich der Mitte der Messstrecke transportiert. Im Fall einer rein axialen Hauptströmung stromauf des Schaufelgitters ist dies nicht der Fall.



(a) Verluste ξ



(b) horizontaler Strömungswinkel α



(c) Wirbelstärke ω und Eigenwerte λ_2

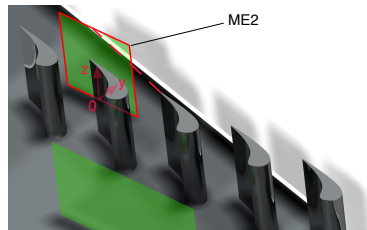


Abbildung 6.18.: Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $S = 0,8$ und $D/H = 1,75$

Verlustkern LR2 Die Existenz des Verlustkerns LR2 ist auf die Existenz der umlaufenden Strömung stromauf des Schaufelgitters zurückzuführen. Diese beschriebene Strömung führt zu einer veränderlichen Inzidenz an den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln. Es kann an der oberen Hälfte der Vorderkante aufgrund der vorliegenden Drehrichtung der Wirbel der Drallerzeuger eine negative Inzidenz beobachtet werden. An der unteren Hälfte der Vorderkante liegt eine positive Inzidenz vor. In dem Bereich, in dem eine negative Inzidenz vorliegt, wird die aerodynamische Belastung der Schaufel reduziert, was im Vergleich zu einer inzidenzfrei angeströmten Schaufel geringere Verluste zur Folge hat. Weiterhin zieht eine negative Inzidenz nach sich, dass die Intensität von Sekundärströmungseffekten wie der Passagenwirbel abnimmt, sofern diese vorhanden sind. In dem Bereich der Vorderkante der Schaufel, in welchem eine positive Inzidenz vorliegt, kommt es zu einem Anstieg der aerodynamischen Belastung der Schaufel, was sich in größeren Totdruckverlusten äußert und zur Bildung von LR2 führt.

Verlustkern LR3 Die Verlustkerne LR3 sind auf Verluste, die aus Scherschichten im Inneren der Wirbel VR1 entstehen, zurück zu führen.

Strömung FR1 Die Strömung im Bereich FR1 ist auf die starke negative Inzidenz in dem Bereich der oberen Hälfte der Eintrittsebene des Schaufelgitters zurückzuführen. Dies hat zur Folge, dass der Abströmwinkel im Vergleich zum inzidenzfreien Referenzfall zunimmt.

Strömung FR2 Die positive Inzidenz, welche an der unteren Hälfte der Schaufeln vorliegt, führt dazu, dass das Fluid der Kontur und Umlenkung der Schaufel nicht mehr folgen kann, was sich in einem reduzierten Abströmwinkel der Schaufel äußert und zur Bildung der Strömung im Bereich FR2 führt.

Wirbel VR1 Es gibt zwei Mechanismen, welche zu der Entstehung der Wirbel VR1 beitragen. Zum einen bleiben die Ausläufer der aufgrund der Drallerzeuger entstandenen Wirbel, wie in Kapitel 6.3.2 gezeigt, bis zu den Passageneintritten des Schaufelgitters bestehen. Die Positionen der Wirbel VR1 legen nahe, dass die Wirbel der Drallerzeuger über die gesamte Lauflänge der Passagen bis hin zu der Messebene ME2 bestehen bleiben und dort detektiert werden können. Ein zweiter Mechanismus besteht in der bereits gezeigten umlaufenden Strömung stromauf des Schaufelgitters, die durch die gleichsinnig drehenden Wirbel der Drallerzeuger entstehen. Sobald die umlaufende

Strömung auf die Schaufelkaskade trifft, wird sie durch die Schaufeln unterbrochen und es bilden sich neue individuelle Wirbel mit der Drehrichtung der umlaufenden Strömung. Beide Phänomene treten parallel auf und führen zu der Bildung der Wirbel VR1. Es ist davon auszugehen, dass bei einer Distanz $D/H = 1,75$ der erstgenannte Mechanismus dominiert, da noch sehr starke individuelle Wirbel in der Eintrittsebene des Kaskadengitters auftreten. Bei der größeren Distanz $D/H = 2,5$ ist der zweitgenannte Mechanismus vorherrschend, da im Bereich der Vorderkanten die umlaufende Strömung das prägnante Strömungsmerkmal darstellt. Die Tatsache, dass die Zentren der Wirbel VR1 nicht auf 50% Kanalhöhe positioniert sind, sondern sich auf ca. 30% der Kanalhöhe in der Nähe des Bodens befinden, kann auf die Umlenkung der Strömung durch das Kaskadengehäuse zurückgeführt werden und wurde in Kapitel 6.1.1 beschrieben.

Wirbel VR2 Der Wirbel VR2 kann zwar mit dem λ_2 -Kriterium identifiziert werden, jedoch findet sich in der Vektordarstellung der Tangentialgeschwindigkeiten keine wirbelartige Struktur. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei der bisher beschriebenen Betrachtungsweise der Eigenschaften der Abströmung des Schaufelgitters unter Dralleinfluss das gleiche Koordinatensystem für die genutzte Fünflochsonde verwendet wurde, wie es bei der Untersuchung mit einer axialen Zuströmung Verwendung fand. Aufgrund des Einwirkens der verdrehten Zuströmung auf das Schaufelgitter kann in der Abströmung, anders als im Fall der axialen Zuströmung, keine klare Hauptströmungsrichtung ausgemacht werden. Vielmehr teilt sich das Strömungsfeld in die beiden Strömungsbereiche FR1 und FR2 auf. Es kann somit für die untere und obere Hälfte der Strömung in der Messebene jeweils eine eigene bevorzugte Strömungsrichtung bestimmt werden. Dies kann dazu führen, dass die Trajektorie eines Wirbels von der x -Achse der Fünflochsonde abweicht und ein Wirbel nicht mehr in der Vektordarstellung der Tangentialgeschwindigkeiten identifiziert werden kann. Wird die Sonde um ihre z -Achse nachgeführt und wird diese so in die Hauptströmungsrichtung im unteren Bereich der Messstrecke gedreht, so lässt sich der Wirbel VR2 ebenfalls in der Vektordarstellung der v - und w -Komponenten erkennen. Dies wird im Anhang A.5 dargestellt. Hierbei sind die Hauptströmungsrichtungen und die Trajektorien der Wirbel sowohl von der eingestellten Drallzahl S als auch von der Distanz D abhängig. Bei der weiteren Betrachtung wird auf ein Nachführen verzichtet, um eine Vergleichbarkeit zum einen zur axialen Zuströmung und zu den verschiedenen Parametervariationen von S und D zu ermöglichen. Der Wirbel VR2 entsteht

dadurch, dass sich Fluid zwischen zwei in gleicher Drehrichtung rotierender Wirbel VR1 aufrollt. Aufgrund der Verzögerung der Strömung in der Nähe des Bodens der Messstrecke kommt es zu einer Umkehr der Strömungsrichtung und der Wirbel wird geschlossen. Die Drehrichtung des Wirbels VR2 ist entgegengesetzt zu der des Wirbels VR1. Im Bereich zwischen den Wirbeln VR1 und dem Deckel ist kein entsprechender Wirbel nachweisbar. Der Grund hierfür liegt in der großen Distanz zwischen den Wirbeln VR1 und dem Deckel der Messstrecke. Da keine verzögernde Wirkung auf die Strömung auftritt, tritt kein geschlossener Wirbel auf und die Strömung folgt nur wellenförmig der Kontur der Wirbel VR1.

Zusammenfassend kann ausgesagt werden, dass die klassischen, bisher bekannten Sekundärströmungen, welche unter dem Einfluss einer axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter existieren, in der beobachteten Messebene entweder nicht mehr oder nur in einer stark veränderten und abgeschwächten Form auftreten. Statt dessen entstehen andere Sekundärströmungen, welche aufgrund der stark verdrahten Hauptströmung entstehen. Die Abströmung des Schaufelgitters wird durch große, periodisch auftretende Wirbel dominiert. Weiterhin werden durch diese Drallströmungen kleinere Wirbel induziert, welche sich in den Eckpunkten zwischen den großen Wirbeln in Wandnähe befinden. Verluststrukturen, welche aufgrund von Schaufelnachläufen entstehen, sind nicht mehr nachweisbar. Die beschriebenen Erkenntnisse haben nicht nur Auswirkungen auf die Auslegung der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine, sondern auch auf den stromab der Statoren folgenden ersten Hochdruckturbinenrotor. Die hier dargestellte Abströmung der Statoren, welche im deutlichen Kontrast zu den in der Literatur bekannten Sekundärströmungen steht, stellt die Eintrittsbedingung für den Rotor dar.

6.3.4 Variation der Distanz zwischen den Drallerzeugern und der Kaskade

Ausgehend von der Beschreibung der unter dem Einfluss einer stark verdrallten Hauptströmung auftretenden Strömungsphänomene wird im folgenden Abschnitt eine Variation der Distanz D zwischen den Drallerzeugerdüsen und den Vorderkanten des Schaufelgitters diskutiert. Findet eine Vergrößerung der Distanz D von $D/H = 1,75$ auf einen Wert von $D/H = 2,5$ statt, so können grundsätzlich ähnliche Effekte beobachtet werden. Diese werden in Abbildung 6.19 dargestellt. Es treten jedoch Unterschiede in den Positionen und den Intensitäten der auftretenden Strömungsphänomene auf. Die Beträge des Verlustkoeffizienten ξ des Verlustkerns LR3 sind bei der größeren Distanz um 50% geringer. Weiterhin sind die Beträge von ξ in dem Verlustkern LR2 ebenfalls gesunken. Die Werte von ξ in dem Bereich LR1 bleiben von einer Änderung der Distanz D weitgehend unbeeinflusst. Die Positionen der Wirbelzentren von VR1 in der betrachteten Messebene ME2 haben sich im Vergleich zu der Distanz $D/H = 1,75$ in Richtung der Kanalmitte nach oben verschoben. Der Grund für die reduzierten Verluste besteht in der Tatsache, dass bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ zwischen den Drallerzeugerdüsen und dem Schaufelgitter ein größerer Raum zur Verfügung steht, in dem eine Dissipation und eine Homogenisierung der Strömung stattfinden kann. Hierdurch tritt die beschriebene umlaufende Strömung ausgeprägter auf und individuelle Wirbel werden abgeschwächt. Weiterhin wird der Betrag der Inzidenz an den Vorderkanten des Schaufelgitters mit einer wachsenden Distanz D geringer, was ebenfalls zu geringeren Verlusten im Schaufelgitter führt.

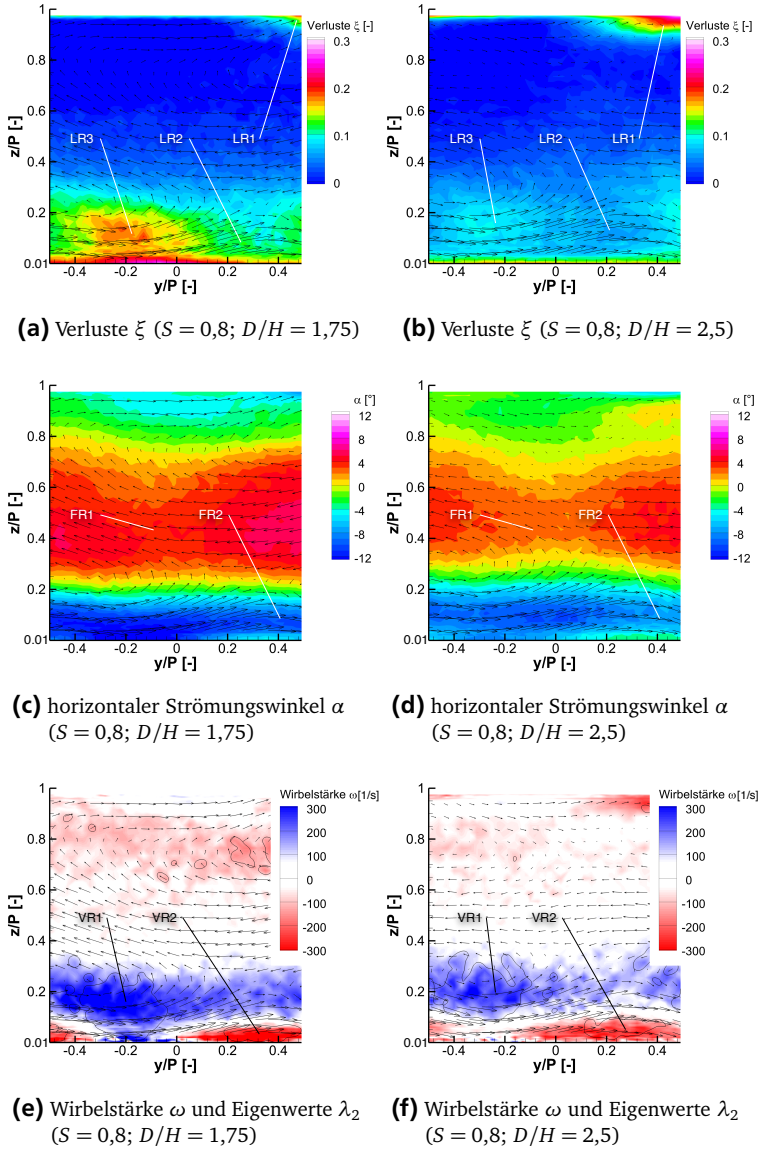
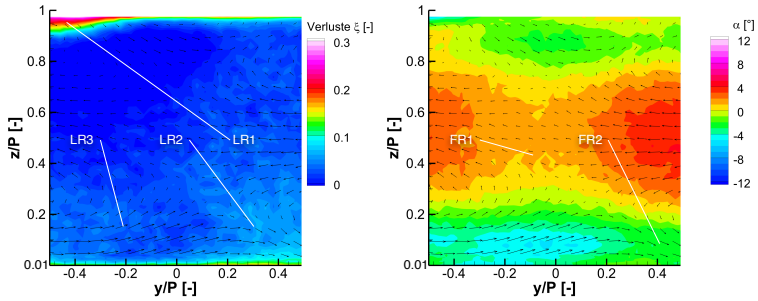


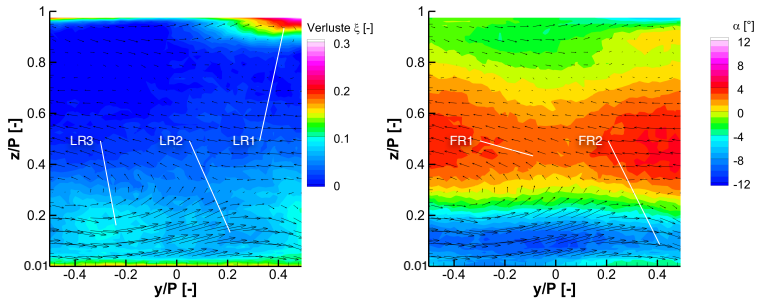
Abbildung 6.19.: Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $S = 0,8$ und einer Variation von D

6.3.5 Variation der Drallzahl des Brennkammersimulators

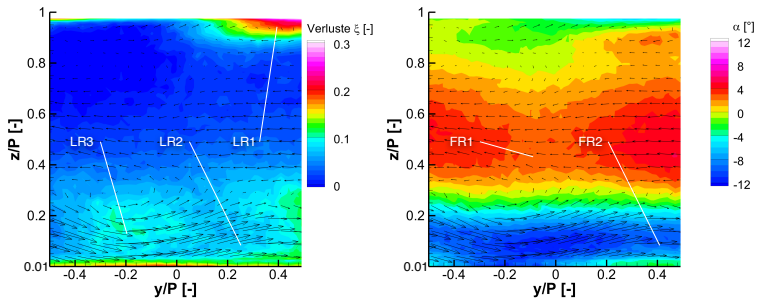
Die zweite betrachtete Parametervariation besteht in der Variation der Drallzahl S . Ein Vergleich mit der bereits beschriebenen Konfiguration $D/H = 2,5$ und $S = 0,8$ ergibt, dass eine Erhöhung der Drallzahl S ähnliche Effekte nach sich zieht wie eine Reduzierung der Distanz D . Dies wird in den Abbildungen 6.20 und 6.21 dargestellt. Einen Unterschied zu der Variation der Distanz D besteht darin, dass die Zentren der Wirbel VR1 ihre Position bei einer Vergrößerung der Drallzahl S nur schwach ändern. Eine Reduzierung der Drallzahl S von $S = 0,8$ auf $S = 0,6$ hat die Auswirkungen, dass die Verlustkerne LR3 sowie die von der Hauptströmungsrichtung abweichenden Strömungen wie die Minder- und die Mehrumlenkung in deutlich verminderter Stärke auftreten.



(a) Verluste ξ ($S = 0,6$; $D/H = 2,5$) **(b)** horizontaler Strömungswinkel α ($S = 0,6$; $D/H = 2,5$)

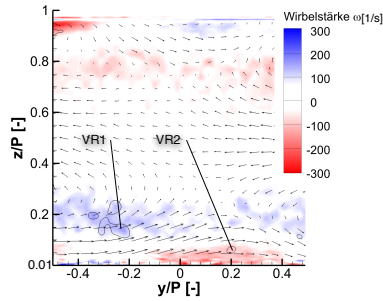


(c) Verluste ξ ($S = 0,8$; $D/H = 2,5$) **(d)** horizontaler Strömungswinkel α ($S = 0,8$; $D/H = 2,5$)

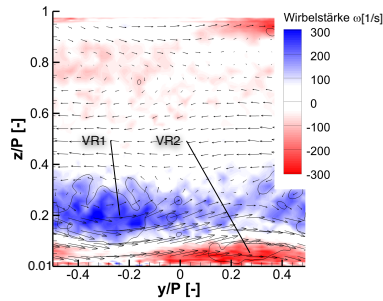


(e) Verluste ξ ($S = 1,0$; $D/H = 2,5$) **(f)** horizontaler Strömungswinkel α ($S = 1,0$; $D/H = 2,5$)

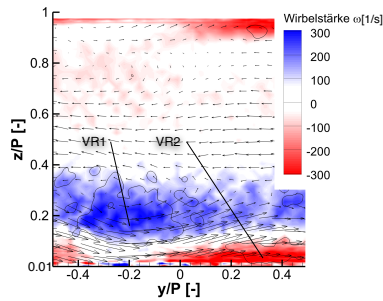
Abbildung 6.20.: Vermessung der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $D/H = 2,5$ und einer Variation von S



(a) Wirbelstärke ω und Eigenwerte λ_2
($S = 0,6$; $D/H = 2,5$)



(b) Wirbelstärke ω und Eigenwerte λ_2
($S = 0,8$; $D/H = 2,5$)



(c) Wirbelstärke ω und Eigenwerte λ_2
($S = 1,0$; $D/H = 2,5$)

Abbildung 6.21.: Betrachtung der Wirbel in der Abströmung der mittleren Schaufel in ME2 bei $D/H = 2,5$ und einer Variation von S

6.3.6 Betrachtung der Druckverluste in dem Schaufelgitter

Die verdrahlte Hauptströmung hat einen Einfluss auf die Verluste, welche in dem Schaufelgitter auftreten. Im folgenden Abschnitt werden diese in Abhängigkeit der Versuchsparameter S , sowie D und M betrachtet. Hierbei werden die Totaldruckverluste ξ , welche zwischen den Messebenen ME1 und ME2 in einer Passage entstehen, in flächengemittelter Form in Abbildung 6.22 dargestellt.

Abbildung 6.22a zeigt die Ergebnisse der Verlustbetrachtung bei einer Entfernung zwischen den Drallerzeugerdüsen und dem Schaufelgitter von $D/H = 1,75$ und einer Variation der Drallzahl in einem Bereich von $S = 0,6$ bis $S = 1,0$ in Schritten von $\Delta S = 0,2$. Als Referenzfall wird zusätzlich der Druckverlust bei einer axialen Zuströmung ($S = 0$) dargestellt. Es zeigt sich, dass es bei einer Erhöhung der Drallzahl von $S = 0,6$ auf $S = 0,8$ und $S = 1,0$ zu einem sehr starken Anstieg der Verluste kommt. Hierfür gibt es zwei Begründungen. Zum einen treten bei einer verdrahlten Hauptströmung in den Bereichen des Bodens und des Deckels die größten Fehlanströmungen an dem Schaufelgitter auf. Hierbei ist vor allem der Bereich des Bodens zu nennen, da an dieser Stelle positive Inzidenzwinkel vorliegen und es so zu einer hohen aerodynamischen Schaufelbelastung kommt. Hierbei werden mit steigender Drallzahl auch die Winkel größer. Dies ist in Abbildung 6.16 zu erkennen. Diese Begründung alleine ist jedoch nicht ausreichend, um den großen Anstieg der Verluste zu erklären, da die Winkel der Fehlanströmungen bei allen betrachteten Drallzahlen hierfür zu ähnlich sind. Der zweite Grund besteht in den für die verschiedenen Drallzahlen unterschiedlichen Totaldruckprofilen in der Zuströmung zum Schaufelgitter in der Messebene ME1. Dies wurde bereits in Abbildung 6.13 gezeigt. Es ist erkennbar, dass es im Vergleich zu dem Fall $S = 0,6$ ab einer Drallzahl von $S = 0,8$ im Bereich des Bodens und des Deckels der Messtrecke zu einer starken Überhöhung des Totaldruckes kommt. Die Überhöhung des Totaldrucks in diesen Bereichen resultiert aus zusätzlichem Fluid, welches durch die Drallströmung in diese Abschnitte transportiert wird. Je stärker diese Umverteilung der Masse in die Bereiche mit erhöhter positiver Inzidenz ausfällt, umso größer sind die entstehenden Verluste. Vergleicht man die Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ untereinander, so ist nur eine geringe Steigerung der Verluste zu bemerken. Dies begründet sich darin, dass sich die Totaldruckprofile in der Eintrittsebene des Schaufelgitters für beide Drallzahlen nur geringfügig voneinander unterscheiden. Beide betrachteten Profile weisen ähnliche Werte für die Überhöhungen des Totaldrucks im Bereich des Bodens und des Deckels in der Eintrittsebene des Schaufelgitters auf.

Werden die Verluste bei drallbehafteter Hauptströmung mit denen verglichen, welche bei rein axialer Hauptströmung auftreten, so wird deutlich, dass die auftreten-

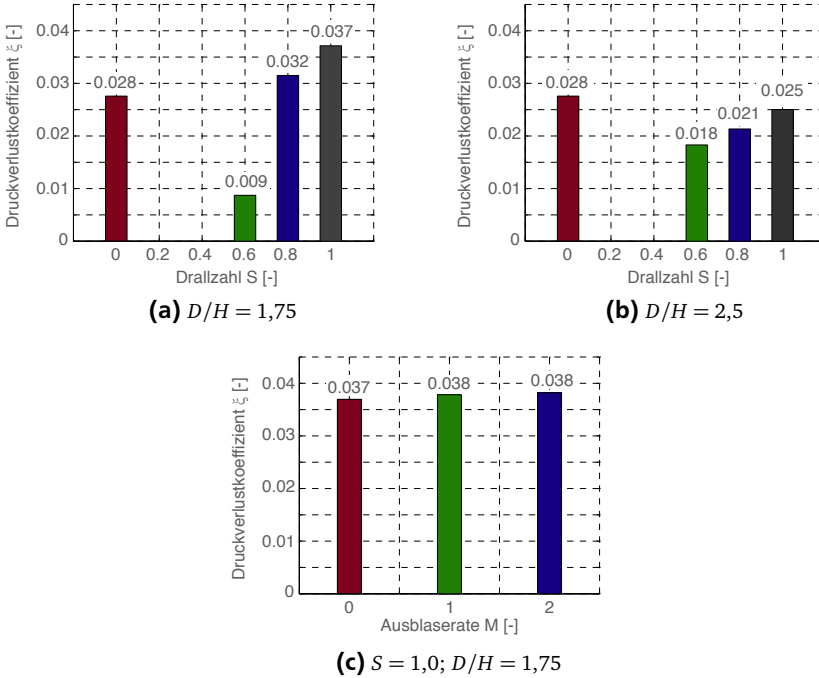


Abbildung 6.22.: Verlustbetrachtung des Schaufelgitters (nach [31])

den Verluste für die Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ größer ausfallen als im Fall der axialen Zuströmung. Der Grund hierfür besteht wiederum in dem Zuströmungsprofil zu dem Schaufelgitter. Die Totaldrücke in den Bereichen des Bodens und des Deckels bestimmen die Ausprägung und Stärke der auftretenden klassischen Sekundärströmungen bei einer axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter (siehe z.B. Barringer et al. [10]). Ein höherer Totaldruck führt hierbei zu stärkeren Sekundärströmungen und somit zu größeren Verlusten in den Passagen des Schaufelgitters. Im Fall einer axialen Zuströmung ist das Totaldruckprofil über der Höhe der Messstrecke nahezu konstant. Hierdurch werden die Sekundärströmungen mit Fluid hoher kinetischer Energie gespeist. Im Fall einer stark verdrahten Zuströmung bestimmt die Fehlansströmung der Schaufeln die auftretenden Verluste, welche im Vergleich zu den Verlusten durch die Sekundärströmung bei axialer Zuströmung größer sind. Bei einer Drallzahl von $S = 0,6$, also einem schwächeren Drall, nehmen die Verluste hingegen deutlich geringere Werte an als im Fall einer axialen Zuströmung. Der

Grund hierfür ist wiederum im Totaldruckprofil der Zuströmung zu finden. Bei einer Drallzahl $S = 0,6$ weist dieses in ME1 ein bauchiges Profil mit einem Maximum im Bereich der Kanalmitte und niedrigen Werten im Bereich des Bodens und des Deckels auf. An diesen Stellen treten jedoch die größten Inzidenzwinkel auf. Ein geringerer Totaldruck in diesen Bereichen führt unmittelbar zu geringeren Verlusten durch die beschriebene Fehlanströmung. Die resultierenden Verluste sind im Mittel kleiner als die Verluste, die aufgrund der klassischen Sekundärströmungen bei axialer Zuströmung auftreten.

Werden die Verluste betrachtet, welche bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ auftreten (siehe Abbildung 6.22b), so ist erkennbar, dass diese bei einer Vergrößerung der Drallzahl S zwar ansteigen, es aber zu keinem sprunghaften Anstieg wie im Fall einer Distanz von $D/H = 1,75$ kommt. Der Grund hierfür liegt in der Ähnlichkeit der Totaldruckprofile in der Zuströmung des Schaufelgitters bei allen drei untersuchten Drallzahlen. Sämtliche Profile weisen leichte Überhöhungen des Totaldrucks im Bereich des Bodens und des Deckels auf, deren Maximalwerte mit steigender Drallzahl anwachsen. Werden die bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ entstehenden Verluste mit denen verglichen, welche bei einer Distanz von $D/H = 1,75$ auftreten, so wird deutlich, dass die Verluste bei der kürzeren Distanz größer ausfallen.

Wird das Totaldruckeintrittsprofil betrachtet, so ist erkennbar, dass trotz der geringeren Verluste der Totaldruck in der Gittereintrittsebene im Bereich des Deckels und des Bodens bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ größer ist als bei einer Distanz von $D/H = 1,75$. Um dieses Verhalten erklären zu können, reicht eine Betrachtung eines horizontal gemittelten Totaldruckprofils nicht aus. Vergleicht man die Zuströmung zum Schaufelgitter bei einer Distanz von $D/H = 1,75$ in Abbildung 6.11 mit der Zuströmung bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ in Abbildung 6.12, so fällt auf, dass im Fall der kürzeren Distanz deutlich größere Gradienten im Totaldruck auftreten. Weiterhin ist erkennbar, dass die Totaldrücke in dem Bereich der Vorderkante ($y/P = -0,25$ bis $y/P = 0,25$) bei der kürzeren Distanz größer ausfallen. Die Totaldrücke in diesem Bereich haben die größten Einflüsse auf die entstehenden Verluste. Diese Ausprägung der Totaldruckprofile ist auf die noch sehr starken individuellen Wirbel zurückzuführen. Bei einer Distanz von $D/H = 2,5$ tritt der bereits beschriebene umlaufende Wirbel vor dem Schaufelgitter auf, welcher sehr homogen ausgebildet ist und sich aufgrund der großen Entfernung zwischen Drallerzeuger und Schaufeln bereits abgeschwächt hat. In diesem Fall sind die Totaldruckgradienten flacher und die Totaldrücke an den für die Verlustentstehung kritischen Positionen schwächer.

Werden die Ergebnisse mit dem Referenzfall einer axialen Zuströmung verglichen, so fällt auf, dass die Verluste niedriger ausfallen. Der Grund hierfür besteht darin,

dass die Schaufeln unter dem Einfluss der umlaufenden Strömung in einem großen Bereich aufgrund der dort auftretenden negativen Inzidenz entlastet werden.

Des Weiteren wurden die Verluste bei verschiedenen Ausblaseraten M der Sekundärluft untersucht. Hierbei wurde bei der Betrachtung die aufgrund der eingeblasenen Sekundärluft in die Strömung eingebrachte kinetische Energie mit berücksichtigt, was mittels des von Ardey [4] beschriebenen thermodynamischen Totaldruckverlustbeiwerts umgesetzt wurde. Beispielfhaft werden hier die Verluste betrachtet, welche bei einer Distanz $D/H = 1,75$, einer Drallzahl $S = 1,0$ und der Filmkühlkonfiguration FC2 auftreten. Die Ergebnisse der Betrachtung werden in Abbildung 6.22c dargestellt. Es zeigt sich, dass es zu keiner messbaren Veränderung der Verluste bei einer Variation der Sekundärlufteinblasung kommt. Es dominieren also die Verluste, welche aufgrund der Drallerzeuger und der Beeinflussung der Statorströmung durch die stark verdrallte Hauptströmung entstehen. Es muss jedoch beachtet werden, dass die untersuchte Modellschaufel nur zwei Reihen Filmkühlbohrungen aufweist und hierdurch die Menge der eingebrachten Sekundärluft vergleichsweise gering ist. Es kann davon ausgegangen werden, dass es in einem realen Stator aufgrund der deutlich größeren Anzahl an Filmkühlbohrungen und dem damit verbundenen größeren Volumenstrom der Sekundärluft zu einer stärkeren Beeinflussung des Verlustverhaltens im Bereich der Statoren durch die Kühlluft kommt und die dadurch entstehenden Verluste einen messbaren Einfluss haben.

6.3.7 Betrachtung der abweichenden kinetischen Energie der Hauptströmung

Im Folgenden wird die von der Hauptströmungsrichtung abweichende kinetische Energie (*AKE*) des Fluids nach Gleichung 3.29 betrachtet. Im Fall der Untersuchung der *AKE* der Messebene ME1 wird die Strömung als Referenz verwendet, welche bei einer axialen Zuströmung in dieser Ebene vorliegt. Die Hauptströmungsrichtung, welche bei Betrachtungen der Messebene ME2 als Referenz dient, wird, wie in Kapitel 3.4.3 beschrieben, nach Marchal und Sieverding [70] als die Strömung festgelegt, welche bei einer axialen Zuströmung auf halber Kanalhöhe und halber Schaufelteilung in der Abströmung vorliegt. Abbildung 6.23 zeigt die Summe der abweichenden kinetischen Energie in Messebene ME1 (gestrichelte Linie) und in ME2 (durchgezogene Linien) bei verschiedenen Drallzahlen S . Für $D/H = 1,75$ konnten aufgrund von Einschränkungen in der Messtechnik keine Werte der *AKE* in ME1 ermittelt werden, in ME2 liegen für beide untersuchte Distanzen Ergebnisse vor.

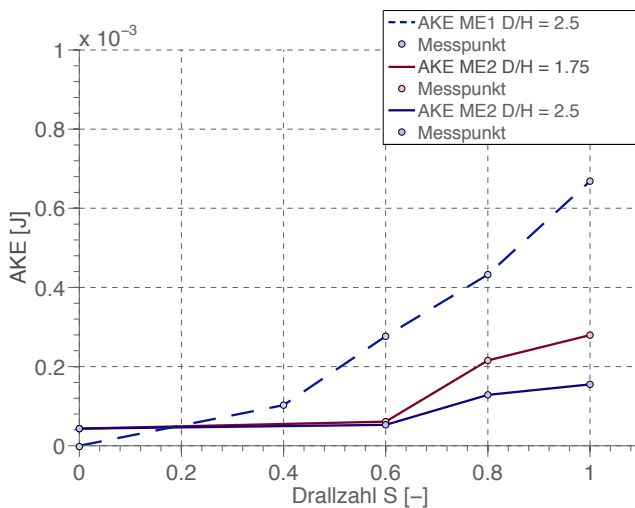


Abbildung 6.23.: AKE der Strömung in ME1 und ME2 bei variabler Drallzahl S

In ME1 kommt es bei steigendem S zu einem nahezu linearen Anstieg der AKE, was auf die stärker werdende Drallströmung zurückzuführen ist. Die Ausbildung des zentralen Rezirkulationsgebietes ab einer Drallzahl von $S > 0,6$ hat hierbei nur einen geringen Einfluss auf die AKE, da sonst eine größere Unstetigkeit bei $S \approx 0,6$ zu sehen sein müsste. Vergleicht man die Beträge der AKE in den Messebenen ME1 und ME2, so ist eine deutliche Verringerung der AKE nach dem Passieren des Schaufelgitters bei allen Drallzahlen zu erkennen. Der Grund hierfür liegt in der abschwächenden Wirkung der Schaufeln auf die Drallströmung. In der alleinigen Betrachtung von ME2 zeigt sich, dass sich die abweichende kinetische Energie bei einer Drallzahl von $S = 0,6$ nahezu auf dem Niveau befindet, wie es bei einer axialen Zuströmung der Fall ist. Bei einer Drallzahl von $S = 0,8$ kommt es jedoch zu einem Anstieg der AKE. Bei einem weiteren Anheben der Drallzahl auf $S = 1,0$ fällt die Änderung von AKE wiederum deutlich geringer aus. Dieses Verhalten zeigt sich bei beiden untersuchten Distanzen D . Der Grund hierfür könnte in diesem Fall die Ausbildung des zentralen Rezirkulationsgebiets sein. Durch die damit gestiegene Umverteilung von Fluid zu den Außenwänden der Messstrecke könnte es zu einer Anhebung der kinetischen Energie der Strömung in diesen Bereichen bei einer gleichzeitigen Abschwächung der Strömung in der Kanalmitte in ME1 kommen. Dies wäre bei der gemittelten Betrachtung, die hier durchgeführt wird,

nicht sichtbar, würde jedoch dafür sorgen, dass die von der Hauptrichtung der Strömung abweichenden Komponenten länger Bestand haben. Dies könnte zu dem Anstieg der AKE bei einer Drallzahl $S > 0,6$ führen.

6.4 Die Druckverteilung des Schaufelprofils

Im folgenden Abschnitt wird die Druckverteilung des Profils der mittleren Kaskadenschaufel diskutiert. Die Darstellung der Druckverteilung erfolgt mittels des dimensionslosen Druckkoeffizienten C_p , der durch Gleichung 5.2 definiert ist.

6.4.1 Die Druckverteilung bei axialer Hauptströmung

Die Vermessung der Druckverteilung des Schaufelgitters bei einer axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter erfolgt bei einer Schaufelhöhe von $H = 0,5$. Die Ergebnisse werden in Abbildung 6.24 dargestellt. Die Abszisse stellt hierbei die Oberflächenkoordinate der Schaufel s dar. Der Nullpunkt liegt auf der Position des Auslegungsstaupunktes des Schaufelprofils.

Die Messergebnisse zeigen, dass der C_p -Wert an der Position der saugseitigen Filmkühlbohrungen gegenüber dem C_p -Wert an der Position der druckseitigen Filmkühlbohrungen erhöht ist. Dies ist das Resultat der in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Inzidenz an der Schaufelvorderkante. Diese wird durch die Umlenkung des Kaskadengehäuses und der daraus resultierenden Verteilung des statischen Drucks im Bereich des Schaufelgitters ausgelöst. Hierdurch tritt der Staupunkt nicht an der Auslegungsposition auf, sondern ist leicht auf die Saugseite der Schaufel verschoben. Dieses Merkmal der Druckverteilung hat Auswirkungen auf die lokale Ausblaserate M_{lokal} der einzelnen Filmkühlbohrungen während des Betriebs des Prüfstandes. Aufgrund der Position des Staupunktes fällt der Druck an den Außenseiten der saugseitigen Filmkühlbohrungen größer aus als an denen der druckseitigen Filmkühlbohrungen. Der Druck im Sekundärluftplenum im Inneren der Schaufeln kann jedoch für alle Bohrungen als konstant angenommen werden. Hierdurch ergibt sich für die Sekundärluft der saugseitigen Filmkühlbohrungen ein geringeres treibendes Druckgefälle zwischen den Ein- und den Austritten der Bohrungen als bei den druckseitigen Filmkühlbohrungen. Dies führt zu niedrigeren lokalen Ausblaseraten M_{lokal} der saugseitigen Filmkühlbohrungen als die der druckseitigen Filmkühlbohrungen. Dieses Verhalten tritt nur unter dem Einfluss der Umströmung in der Kaskade auf. Somit kann die lokale Ausblaserate M_{lokal} im Prüfstandsbetrieb nicht genau bestimmt werden.

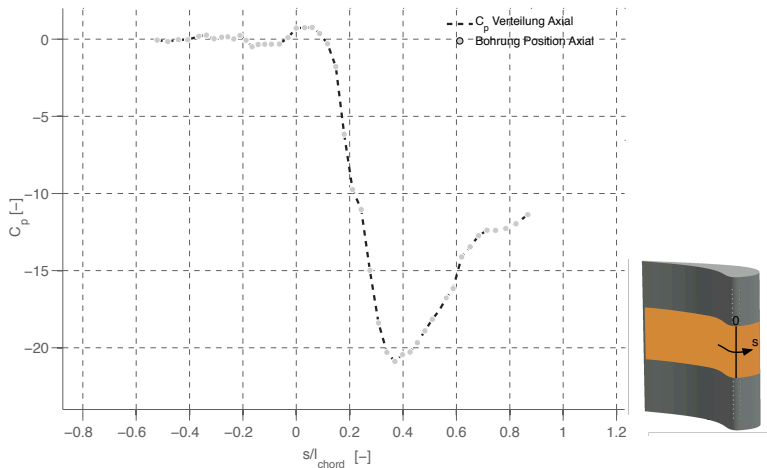


Abbildung 6.24.: C_p Verteilung auf der Kaskadenschaufel 3 bei $z/H = 0,5$ und axialer Zuströmung (nach [31])

6.4.2 Die Druckverteilung bei verdrehter Hauptströmung

Nachfolgend wird die Druckverteilung auf der Oberfläche der mittleren Schaufel des Gitters bei verdrehter Hauptströmung untersucht. Weiterhin findet ein Vergleich mit der Druckverteilung, welche sich bei einer drallfreien Zuströmung ergibt, statt.

Abbildung 6.25 zeigt die flächige Verteilung des dimensionslosen Druckkoeffizienten C_p auf der Oberfläche der mittleren Kaskadenschaufel. Hierbei wird auf der linken Seite die Verteilung bei axialer Zuströmung auf das Schaufelgitter dargestellt. Auf der rechten Seite wird die Verteilung bei dem Betriebspunkt $D/H = 1,75$ und $S = 0,8$ dargestellt. Hierbei ist zu beachten, dass die Verteilung bei axialer Zuströmung nur mittels einer Bohrungsreihe gewonnen wurde. Die angedeutete flächige Verteilung wurde zur besseren Verdeutlichung genutzt. Es zeigt sich, dass es im Fall der verdrehten Zuströmung zu einem Kippen sowie zu einer S-förmigen Verzerrung der Staulinie kommt. Im Bereich des Deckels der Messstrecke befindet sich der größte Wert der C_p -Verteilung auf der Saugseite der Schaufel. Dieser Punkt entspricht der Position des Staupunktes. Dies ist das Resultat der aufgrund der drallförmigen Hauptströmung vorliegenden Strömungswinkel in der Eintrittsebene des

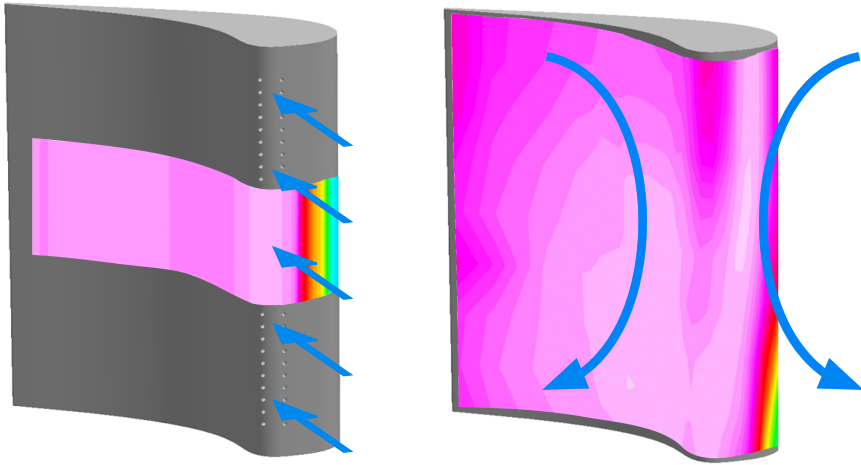


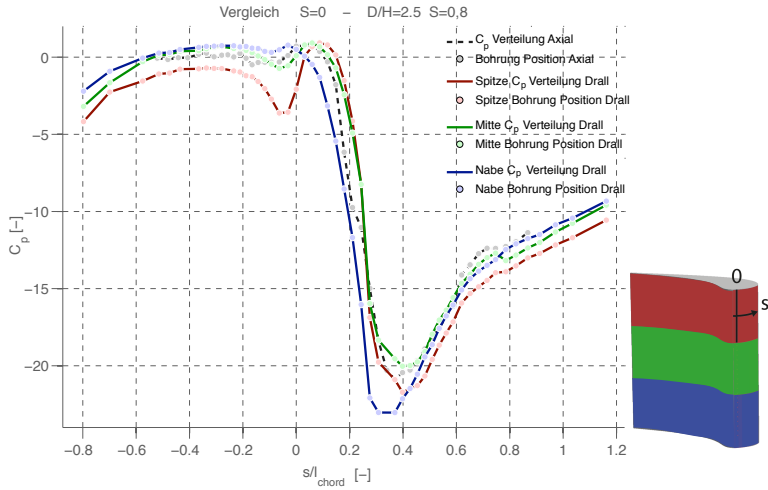
Abbildung 6.25.: Druckverteilung an der Oberfläche der Kaskadenschaufel 3 bei axialer Zuströmung (links) und verdrehter Zuströmung (rechts)

Schaufelgitters. Diese führen im Bereich des Deckels zu der bereits beschriebenen negativen Inzidenz an der Schaufelvorderkante.

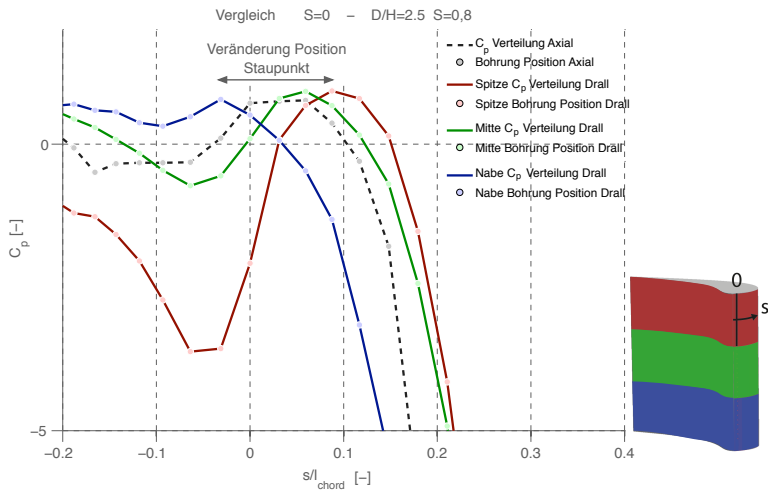
Da eine verdrehte Hauptströmung zu einer höhenabhängigen Verschiebung des Staupunktes von der Auslegungsposition führt, wird die Schaufeloberfläche in drei Bereiche unterteilt. Diese umfassen jeweils $1/3$ der gesamten Schaufelhöhe. Die dimensionslosen Druckbeiwerte werden für jedes Segment über dessen Höhe gemittelt und über der dimensionslosen Oberflächenkoordinate s/l_{chord} dargestellt. Hierbei stellt $s/l_{chord} = 0$ die Position des Auslegungsstaupunktes des Schaufelprofils dar. Abbildung 6.26a zeigt die gemittelten C_p -Werte der drei Segmente. Um eine einfache Vergleichbarkeit mit der Druckverteilung unter dem Einfluss der axialen Hauptströmung zu ermöglichen, wird dieser Fall ebenfalls dargestellt. Die C_p -Verteilungen sowie die erkennbare Position des Staupunktes zeigen eine aerodynamische Entlastung der Schaufel im Bereich des Deckels (rot) im Vergleich zu dem Fall der axialen Zuströmung (schwarz). Die beobachtete Verminderung der Verluste in diesem Bereich ist damit plausibel. In der Nähe des Bodens befinden sich die höchsten Werte von C_p auf der Druckseite der Schaufel. Dies zeigt, dass in diesem Bereich eine positive Inzidenz vorliegt, was wie bereits beschrieben zu einer stärkeren aerodynamischen Belastung und somit zu dem beschriebenen Anwachsen der Verluste in diesem Bereich der Schaufel führt. Um die Veränderung der Position

des Staupunktes über die Höhe der Schaufel beurteilen zu können, wird der Bereich der Vorderkante der Schaufel gesondert in Abbildung 6.26b betrachtet. Es zeigt sich, dass der Staupunkt aufgrund der drallförmigen Zuströmung über die Höhe der Schaufel um eine Distanz von $\Delta s/l_{chord} = 0,1$ wandert. Dieser Aspekt hat nicht nur Auswirkungen auf die aerodynamischen Verluste, sondern ebenfalls auf die Ausbringung der Sekundärluft. Aufgrund der über die Höhe der Schaufel variierenden Position des Staupunktes herrscht an jeder Filmkühlbohrung einer Reihe ein anderer Außendruck. Der Druck im Plenum im Inneren der Schaufel ist jedoch für jede Bohrung annähernd gleich. Hieraus folgt, dass die treibende Druckdifferenz der Sekundärluft über die einzelnen Bohrungen über die Höhe der Schaufel variiert. Es kommt somit zu einer höhenabhängigen Ausbringung der Sekundärluft. Es wird deutlich, dass der Staupunkt die Position der saugseitigen Filmkühlbohrungen überschreitet, welche sich bei $s/l_{chord} = 0,03$ befinden. Die druckseitigen Filmkühlbohrungen, welche sich bei $s/l_{chord} = -0,03$ befinden, werden nicht überschritten. Jedoch kommt der Staupunkt auf der Druckseite im Bereich des Bodens über dieser Position zum Verharren. Angemerkt sei, dass dieses für die gemittelte C_p -Verteilung gilt. Nahe des Bodens wird der lokale Staupunkt noch weiter verschoben sein. Die Konsequenzen dieser Eigenschaften der Staupunktklinie bezüglich des Kühlfilms werden im Abschnitt 6.5.2 diskutiert.

Die gewonnene höhenabhängige C_p -Verteilung kann dazu beitragen, die Schaufelgeometrie im Hinblick auf die verdrallte Zuströmung zu optimieren und auf diese Weise die aerodynamische Belastung über die Höhe der Schaufel zu homogenisieren. Weiterhin kann der mittels der Messung gewonnene Verlauf der Staupunktklinie verwendet werden, um eine im Hinblick auf die verdrallte Zuströmung optimierte Positionierung der Filmkühlbohrungen zu ermöglichen, welche zu der gewünschten gleichmäßigen Ausbringung der Sekundärluft auf beiden Seiten der Schaufel führt.



(a) gesamte Schaufeloberfläche



(b) Bereich der Schaufelvorderkante

Abbildung 6.26.: Gemittelte Druckverteilung an der Oberfläche der Kaskadenschaufel 3 bei axialer und verdrahlter Zuströmung

6.5 Betrachtung der adiabaten Filmkühleffektivität der Schaufeln

Im folgenden Kapitel werden die Auswirkungen der stark verdrahten Hauptströmung auf die adiabate Filmkühleffektivität η_{ad} des Kühlfilms nach Gleichung 3.35 auf der Oberfläche im Bereich der Vorderkante der mittleren Schaufel der Kaskade beschrieben und diskutiert. Hierfür wird zunächst der Fall einer drallfreien, axialen Zuströmung beschrieben und anschließend mit dem Fall einer verdrahten Zuströmung verglichen.

6.5.1 Adiabate Filmkühleffektivität bei axialer Hauptströmung

Abbildung 6.27 zeigt das Ergebnis eines Ammoniak-Diazo-Versuchs, welches bei einer Ausblaserate der Sekundärluft von $M = 1,0$ und dem Einfluss einer axialen Zuströmung zum Schaufelgitter gewonnen wurde. Dieses wird als Grauwert-Verteilung auf der Oberfläche der mittleren Schaufel des Gitters dargestellt und dient zur Visualisierung der Bedeckung der Schaufel mit Kühlluft. Je dunkler die Graufärbung ist, umso höher ist an der entsprechenden Stelle die lokale Ammoniakkonzentration und umso größer ist der Anteil der Sekundärluft an der Oberfläche der Schaufel. Eine quantitative Aussage bezüglich der adiabaten Filmkühleffektivität η_{ad} ist jedoch ohne eine Kalibration des Messverfahrens und eine weiterführende Auswertung nicht möglich.

Das Bild des Kühlfilms zeigt sowohl auf der Druck- als auch auf der Saugseite der Schaufel eine homogene Bedeckung. Unmittelbar stromab der Filmkühlbohrungen sind auf beiden Seiten der Schaufel einzelne Filmkühlstrahlen erkennbar, welche sich mit wachsender Lauflänge zu einem geschlossenen Kühlfilm zusammenschließen. Weiterhin ist erkennbar, dass die Filmkühlstrahlen auf der Druckseite nach dem Austritt aus den Bohrungen nicht vollständig abheben und nach einer kurzen Distanz vollständig an der Schaufeloberfläche anliegen. Dies ist auf der Saugseite nicht der Fall. Hier ist ein vollständiges Abheben und anschließendes Wiederanlegen der einzelnen Filmkühlstrahlen zu erkennen. Unmittelbar stromab der Bohrungen auf der Druckseite ist ein Einschnüren der Filmkühlstrahlen in dem Bereich der Oberfläche der Schaufel sichtbar. Dies ist unter anderem ein Resultat der Auswirkungen der in Kapitel 3.5 beschriebenen Sekundärströmungen, welche sich im Bereich des Filmkühlstrahls ausbilden. Hierbei trägt das Ω_c -Wirbelpaar, welches sich um den Filmkühlstrahl herum ausbildet, zu der Ausbildung der Einschnürung bei, da dieses Primärluft in den Randbereichen der Filmkühlstrahlen in Richtung der Schaufeloberfläche unter den teilweise abgehobenen Filmkühlstrahl transportiert und die Filmkühleffektivität auf diese Weise in den betreffenden Bereichen reduziert.

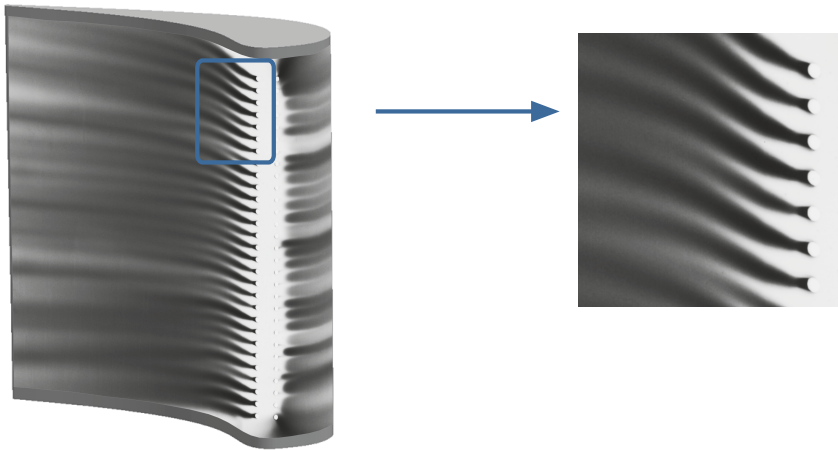


Abbildung 6.27.: Kühlfilm der mittleren Kaskadenschaufel bei axialer Hauptströmung (Filmkühlkonfiguration FC1)

Weiterhin befinden sich Gebiete mit erhöhter Kühlwirkung unmittelbar stromab der Filmkühlbohrungen auf der Druckseite der Schaufel. An diesen Stellen wird die Sekundärluft unmittelbar nach Verlassen der Filmkühlbohrungen durch den Einfluss der Primärströmung auf die Schaufeloberfläche gelenkt.

6.5.2 Adiabate Filmkühleffektivität bei verdrahlter Hauptströmung

Im Folgenden wird der Kühlfilm der mittleren Schaufel, welcher sich unter dem Einfluss einer stark verdrahlten Hauptströmung ausbildet, betrachtet. In Abbildung 6.28 sind die Ergebnisse zweier Ammoniak-Diazo Versuche dargestellt, welche bei der gleichen Ausblaserate M und bei Filmkühlkonfiguration FC1 durchgeführt wurden. Es wird zunächst die Grauwertverteilung betrachtet und eine qualitative Betrachtung der Kühlfilme beider Versuche durchgeführt.

Links ist der Kühlfilm unter dem Einfluss einer axialen Hauptströmung ($S = 0$) zu sehen, rechts ist der Kühlfilm bei einer verdrahlten Hauptströmung ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$) dargestellt. Der Vergleich beider Ergebnisse zeigt eine deutliche Änderung der Legung des Kühlfilms. Wie bereits beschrieben, kommt es im Fall der axialen Zuströmung zu der Ausbildung eines homogenen, geschlossenen Kühlfilms auf beiden Seiten der Schaufel. Der Kühlfilm, welcher sich unter dem Einfluss

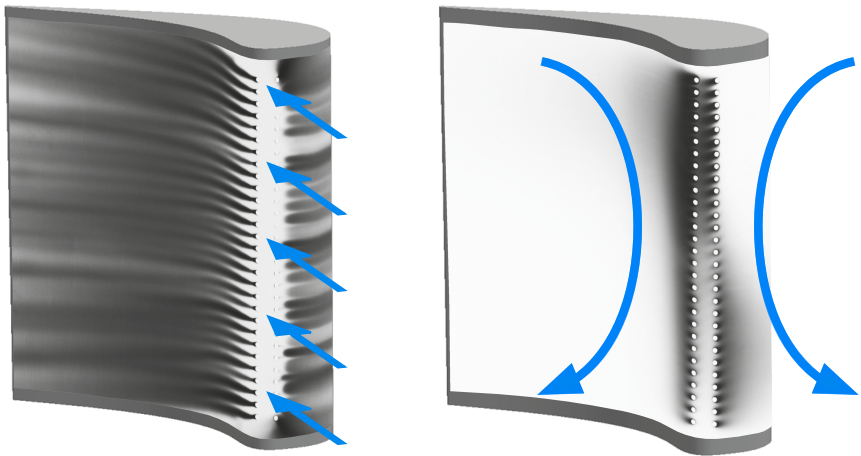


Abbildung 6.28.: Kühlfilm der mittleren Kaskadenschaufel bei axialer Zuströmung (links) und verdrahter Zuströmung (rechts) (Filmkühlkonfiguration FC1)

der verdrahten Hauptströmung ausbildet, weist hingegen eine sehr inhomogene Verteilung über die Höhe der Schaufel auf. Auf dies deuten die unterschiedlichen Intensitäten der Grauwerte über der Schaufelhöhe hin. Weiterhin treten Gebiete auf der Schaufeloberfläche auf, in welchen kein Kühlfilm nachweisbar ist. Diese sind der Primärströmung ungeschützt ausgesetzt. Im Fall der untersuchten Konfiguration ist auf der Saugseite der Schaufel ab einer Schaufelhöhe von 50% bis zur Schaufelspitze kein Kühlfilm nachweisbar. Weiterhin wird jedoch deutlich, dass es nach einer kürzeren Lauflänge zu einer Schließung des Kühlfilms kommt als bei einer axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter.

Die Begründung für diese Legung des Kühlfilms ist ein Kippen der Staupunktlinie der betrachteten Kaskadenschaufel aufgrund des beschriebenen Verlaufs der Inzidenz an der Vorderkante über die Höhe der Schaufel durch die verdrahte Hauptströmung. Ist das Kippen der Staupunktlinie ausreichend ausgeprägt, so befindet sich der Staupunkt in einigen Abschnitten der Schaufel nicht mehr in dem Bereich zwischen den beiden Filmkühlbohrungsreihen, sondern neben beiden Reihen. Es kommt auf diese Weise zu einem Umschlag des Kühlfilms auf die entgegen gesetzte Seite der Schaufel. Eine weitere Eigenschaft des betrachteten Kühlfilms besteht darin, dass es im Bereich der Schaufelnabe nicht zu einem Umschlag des Kühlfilms kommt.

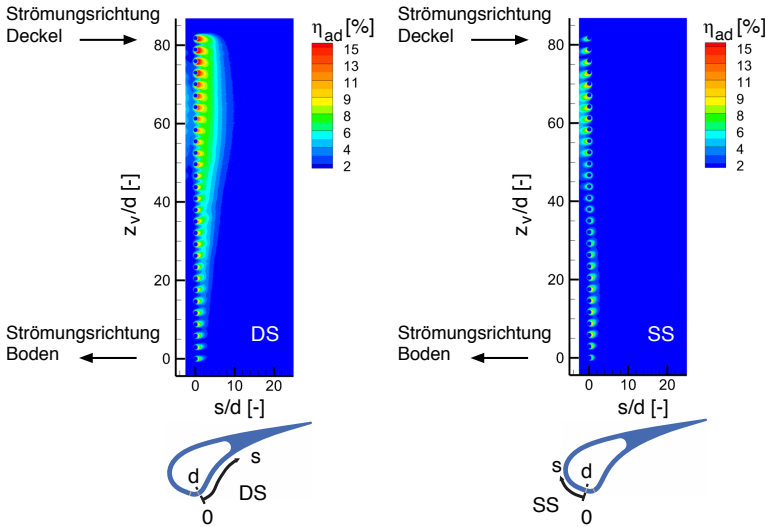


Abbildung 6.29.: η_{ad} auf DS (links) und SS (rechts) für $S = 0,8$; $D/H = 1,75$; $M = 1,0$ (FC1) (nach [31])

Der Grund hierfür ist, dass der Punkt, um welchen die Staupunktklinie gekippt wird, sich nicht auf $H = 0,5$ befindet, sondern auf $H = 0,3$. Somit kommt es in der unteren Hälfte der Schaufel nicht zu einem Überschreiten der druckseitigen Filmkühlbohrungsreihe.

In Abbildung 6.29 ist die adiabate Filmkühleffektivität η_{ad} der mittleren Kaskadenschaukel der betrachteten Prüfstandskonfiguration ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$; $M = 1,0$; FC1) als flächige Verteilung dargestellt. Die adiabate Filmkühleffektivität ist entlang der Oberflächenkoordinate s der Schaufel dargestellt, welche auf den Bohrungsdurchmesser der Filmkühlbohrungen d bezogen ist. Der Ursprung der Koordinate s fällt mit den Mittelpunkten der Filmkühlbohrungen der jeweiligen Seite der Schaufel zusammen. Druckseite (DS) und Saugseite (SS) werden getrennt betrachtet.

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Effekten wird eine starke Inhomogenität der adiabaten Filmkühleffektivität über die Höhe der Schaufel deutlich. Dieser Effekt tritt sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite auf. Wird der Maximalwert von η_{ad} im unmittelbaren Umkreis der Filmkühlbohrungen betrachtet, so steigt dieser auf der Druckseite mit wachsendem z_v von einem Wert von $\eta_{ad} = 8\%$ im Bereich der Nabe auf einen Wert von $\eta_{ad} = 15\%$ im Bereich der Schaufelspitze an. Auf der Saugseite nimmt η_{ad} von einem Wert von $\eta_{ad} = 8\%$ in der Nabenregion

zunächst bis $z_v/d = 40$ ab, wo ein Wert von $\eta_{ad} = 6\%$ gemessen wird. Ab dieser Schaufelhöhe wächst η_{ad} wieder an, jedoch kommt es zu dem Umschlag des Kühlfilms und es gelangt Kühlluft zwischen die beiden Bohrungsreihen in den Bereich des Auslegungsstaupunktes der Schaufel. Im Bereich der Schaufelspitze wird ein Wert von $\eta_{ad} = 9\%$ erreicht. Es ist also zu beobachten, dass der Schwankungsbereich von η_{ad} auf der Saugseite geringer ist als auf der Druckseite. Wie in Kapitel 6.4.2 beschrieben, kommt es aufgrund der höhenabhängigen Inzidenz zu unterschiedlichen C_p Werten an den Austrittsöffnungen der Filmkühlbohrungen. Das Resultat hiervon sind unterschiedliche lokale Ausblaseraten M_{lokal} der Bohrungen über der Schaufelhöhe bei einer verdrahten Zuströmung auf das Schaufelgitter. Ein ähnliches Verhalten kann auch für die zweite untersuchte Filmkühlkonfiguration FC2 festgestellt werden. Der Kühlfilm für die Konfiguration des Prüfstandes $S = 0,8$, $D/H = 1,75$ und $M = 1,0$ ist in Abbildung 6.30 dargestellt. Hier wird ebenfalls die inhomogene Verteilung der adiabaten Filmkühleffektivität über der Schaufelhöhe sowie der Umschlag des Kühlfilms zur anderen Schaufelseite sichtbar. Aufgrund der in Richtung des Kaskadendeckels angestellten Bohrungen treten jedoch deutlich größere Absolutwerte für η_{ad} in der unmittelbaren Umgebung der Filmkühlbohrungen auf. Der Grund hierfür besteht darin, dass es aufgrund der Anstellung der Bohrungen zu einem schnelleren Anlegen der Filmkühlstrahlen kommt. Dies bedeutet zum einen, dass es in unmittelbarer Bohrungsnähe an der Oberfläche der Schaufel zu einer geringeren Ausmischung der Sekundärluft mit der Primärluft kommt. Zum anderen gelangt weniger Fluid des Primärstroms durch die in Kapitel 3.5.1 beschriebene Ω_d Struktur in das Totwassergebiet des Filmkühlstrahls.

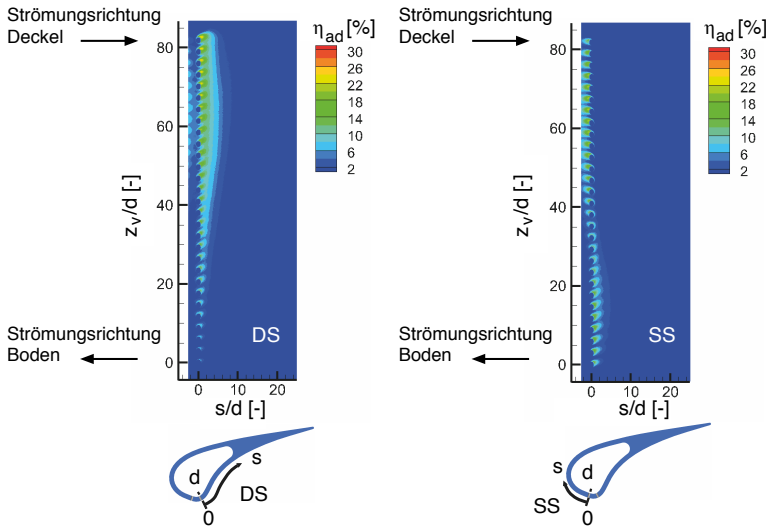
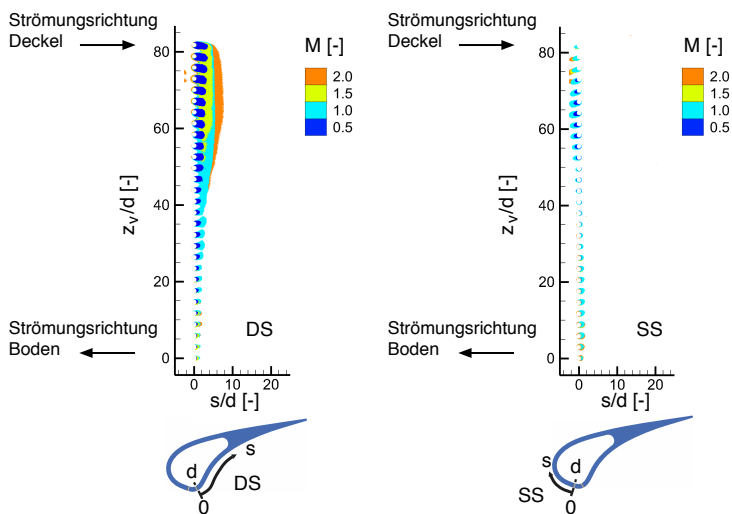


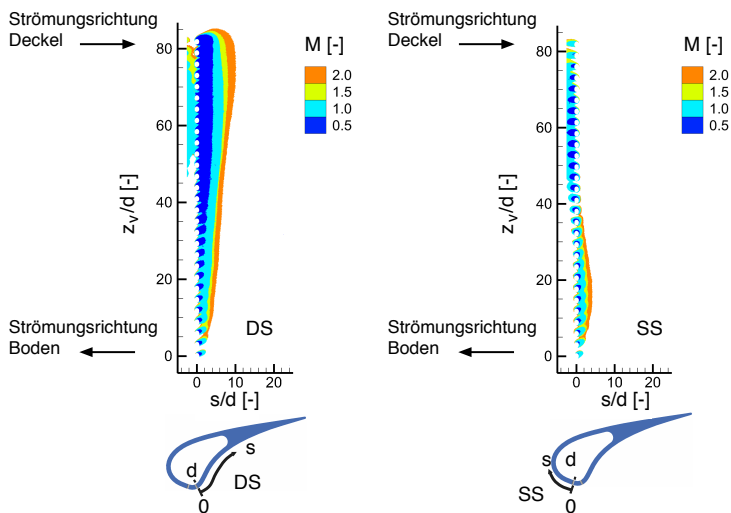
Abbildung 6.30.: η_{ad} auf DS (links) und SS (rechts) für $S = 0,8$; $D/H = 1,75$; $M = 1,0$ (FC2) (nach [31])

Abbildung 6.31a zeigt die Ausdehnung des Kühlfilms für die Filmkühlkonfigurationen FC1 und Abbildung 6.31b zeigt die Ausdehnung für FC2. Die dargestellten Ausblaseraten sind $M = 0,5$, $M = 1,0$, $M = 1,5$ und $M = 2,0$. Hierbei werden nur die Bereiche auf der Schaufeloberfläche farblich dargestellt, in welchen die adiabate Filmkühleffektivität einen Wert von $\eta_{ad} > 5\%$ annimmt und in abnehmender Reihenfolge der Ausdehnung übereinander gelegt.

Das Ergebnis für die Filmkühlkonfiguration FC1 zeigt, dass die Kühlfilmbedeckung auf der Schaufeloberfläche durch die Ausblaserate M im oberen Drittel der Saug- und der Druckseite am größten beeinflusst wird. Im unteren Drittel hat eine Änderung der Ausblaserate M deutlich geringere Auswirkungen. Bei der Untersuchung der Filmkühlkonfiguration FC2 findet eine Änderung der Bedeckung über der gesamten Schaufelhöhe statt, jedoch befindet sich auch hier die Position der größten Änderung im Bereich des oberen Schaufeldrittels auf der Druckseite.



(a) Filmkühlkonfiguration FC1



(b) Filmkühlkonfiguration FC2

Abbildung 6.31.: Kühlfilmbedeckung auf DS (links) und SS (rechts) bei verschiedenen Ausblaseraten M ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$) (nach [31])

6.5.3 Gemittelte adiabate Filmkühleffektivität

Es werden im Folgenden Druck- und Saugseite der Schaufel getrennt betrachtet. Hierbei wird jede Seite in drei Segmente unterteilt. Jedes Segment hat eine Höhe von $H/3$. Die adiabate Filmkühleffektivität wird entlang der Höhe des jeweiligen Segments gemittelt und entlang der Oberflächenkoordinate s der Schaufel dargestellt, welche auf den Bohrungsdurchmesser der Filmkühlbohrungen d bezogen ist. Der Ursprung der Koordinate s fällt mit den Mittelpunkten der Filmkühlbohrungen der jeweiligen Seite der Schaufel zusammen. Die Flächen, welche in der Mittelung miteinbezogen werden, sind in Abbildung 6.32 dargestellt. Weiterhin werden beide untersuchten Filmkühlkonfigurationen FC1 und FC2 in den Darstellungen gezeigt. Weiterhin findet jeweils eine Flächenmittelung der gesamten Oberflächen der Druck- und der Saugseite der Schaufel statt. Diese schließt die gesamte Schaufelhöhe mit ein sowie einen Bereich von $s/d = -2,5$ bis $s/d = 30$ und ist in Abbildung 6.33a und 6.33b dargestellt. Für eine detailliertere Betrachtung der unmittelbar an die Filmkühlbohrungen angrenzenden Bereiche findet eine separate Mittelung statt, welche nur die Fläche zwischen $s/d = 0$ und $s/d = 2,5$ einschließt, was in Abbildung 6.33c und 6.33d dargestellt ist.

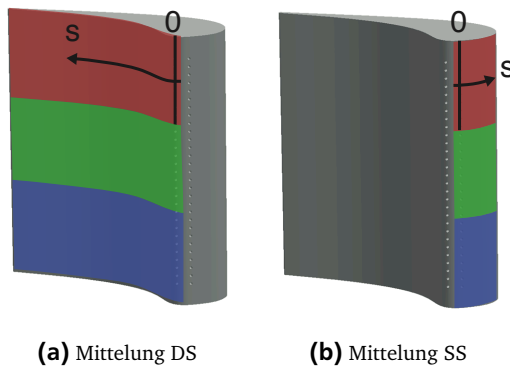


Abbildung 6.32.: Schema zur segmentweisen Mittelung der adiabaten Filmkühleffektivität

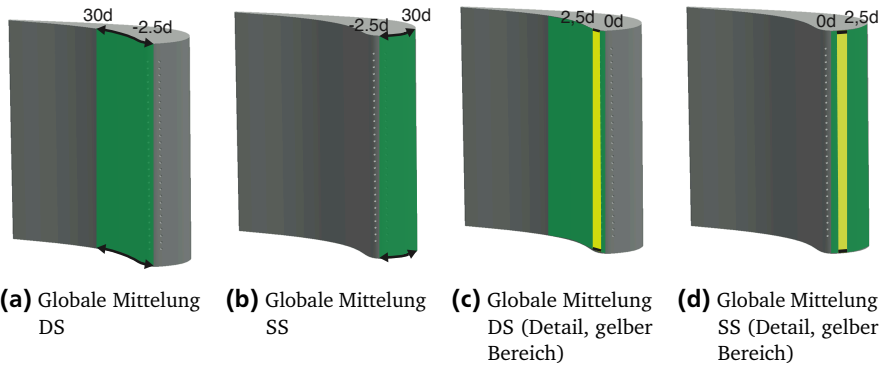
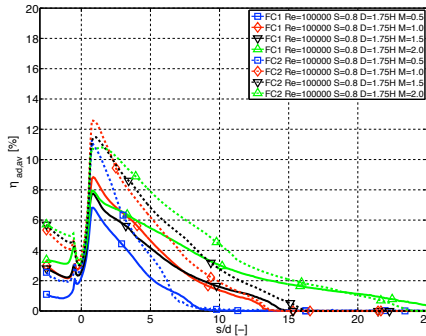


Abbildung 6.33.: Globale Mittelungsschemata der adiabaten Filmkühleffektivität

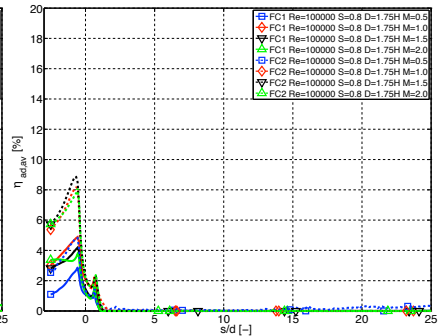
Variation der Ausblaserate M

Abbildung 6.34 zeigt die Ergebnisse der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität $\eta_{ad,av}$ für die Betriebsparameter $D/H = 1,75$ und $S = 0,8$. Die veränderliche Größe bei dieser Betrachtung ist die globale Ausblaserate M . Diese wird in einem Bereich von $M = 0,5$ bis $M = 2,0$ in Schritten von $\Delta M = 0,5$ variiert. Die Ergebnisse werden entsprechend der Abbildung 6.32 gemittelt dargestellt. Hierbei stellen die durchgezogenen Linien FC1 und die gestrichelten FC2 dar.

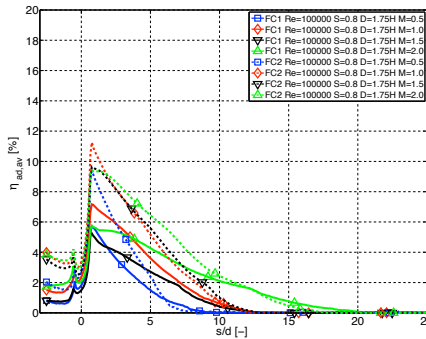
Oberes Schaufelsegment: Auf der Saugseite des betrachteten Segments (Abbildung 6.34b) ist der Umschlag des Kühlfilms der Filmkühlbohrungen zur Druckseite zu erkennen. Innerhalb des betrachteten Gebiets ist keine adiabate Filmkühleffektivität in positiver s -Richtung stromab der Bohrungen ($s/d = 0,5$) messbar. Der Kühlfilm dieser Bohrungen bedeckt den Bereich des geometrischen Staupunktes $s/d < 0$. Betrachtet man die Druckseite der Schaufel im oberen Segment (Abbildung 6.34a), so treten in diesem Bereich die höchsten Werte von $\eta_{ad,av}$ der gesamten Schaufeloberfläche auf. Diese Werte sind unter anderem darauf zurückzuführen, dass die von der saugseitigen Filmkühlbohrungsreihe kommende Sekundärluft zur Kühlung der Druckseite im oberen Segment beiträgt. Dies gilt für sämtliche betrachteten Betriebsparameter des Prüfstandes bei verdrahlter Zuströmung. Werden die einzelnen globalen Ausblaseraten M verglichen, so lässt sich erkennen, dass im oberen Segment der Schaufeln auf der Druckseite die lokal höchsten Werte von $\eta_{ad,av}$ bei einer globalen Ausblaserate von $M = 1,0$ auftreten. Die größte Erstreckung des Gebiets in Richtung der Koordinate s , in welchem ein von 0 verschiedener Wert von $\eta_{ad,av}$ auftritt, kann bei einer Ausblaserate von $M = 2,0$ beobachtet werden.



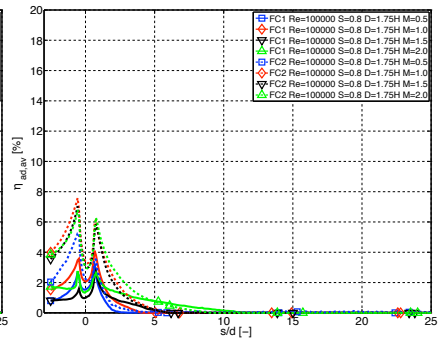
(a) DS oberes Schaufelsegment



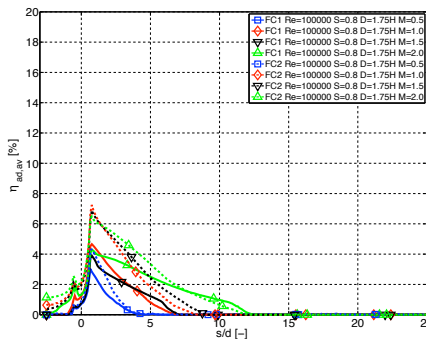
(b) SS oberes Schaufelsegment



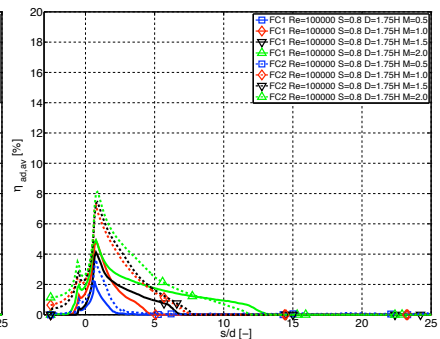
(c) DS mittleres Schaufelsegment



(d) SS mittleres Schaufelsegment



(e) DS unteres Schaufelsegment



(f) SS unteres Schaufelsegment

Abbildung 6.34.: Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$) (nach [31])

Weiterhin lässt sich erkennen, dass die Form des Maximums von $\eta_{ad,av}$ bei $M = 2,0$ unmittelbar stromab der Filmkühlbohrungsreihen deutlich runder und der Gradient $\frac{d\eta_{ad,av}}{ds}$ kleiner ist als bei geringeren Ausblaseraten. Dies könnte auf ein teilweises Abheben und Wiederanlegen des Filmkühlstrahls in dem betrachteten Gebiet hindeuten. Die Absolutwerte von η_{ad} steigen bei FC2 im gesamten betrachteten Bereich um zirka 50% an. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich aufgrund des zur Schau-
feloberfläche gerichteten Austrittswinkels der Sekundärluft eine geringere Menge Primärluft zwischen den Kühlfilm und der Schau-
feloberfläche bewegen kann und die dortige Durchmischung von Sekundärluft und Primärluft schwächer ausfällt.

Mittleres Schaufelsegment: Das mittlere Segment der Saugseite zeigt einen im Vergleich zum oberen Segment geringeren Umschlag des Kühlfilms zur Druckseite der Schaufel bei allen untersuchten Ausblaseraten. Die Folge davon sind kleinere Werte von $\eta_{ad,av}$ im Bereich des Auslegungsstaupunktes der Schaufel sowie ein nachweisbarer Kühlfilm auf der Saugseite stromab der Filmkühlbohrungsreihe der Saugseite. In diesem Segment passiert die Staupunktlinie die saugseitige Filmkühlbohrungsreihe (siehe Abbildungen 6.29 und 6.30). Der Kühlfilm hat jedoch nur für eine Lauflänge von $\Delta(s/d) = 5$ Bestand. Der Grund hierfür ist die geringe Menge Sekundärluft, welche auf die Saugseite gelangt. Im unteren Bereich des mittleren Segments findet kein Umschlag des Kühlfilms statt, die gekühlte Fläche ist jedoch sehr klein. Der Maximalwert der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität beträgt auf der Saugseite $\eta_{ad,av} = 4\%$ für FC1 und $\eta_{ad,av} = 6\%$ für FC2. Beide Maximalwerte werden für eine globale Ausblaserate von $M = 1,0$ erreicht. Aufgrund des geringeren Transports der saugseitigen Sekundärluft auf die Druckseite treten hier geringere Werte von $\eta_{ad,av}$ auf.

Unteres Schaufelsegment: Im unteren Segment findet auf der Saugseite der Schaufel kein Umschlag des Kühlfilms statt. Stattdessen kommt es zu einer nahezu symmetrischen Verteilung des Kühlfilms auf beiden Seiten der Schaufel. Der Grund hierfür besteht darin, dass sich die Staupunktlinie im unteren Segment bei der betrachteten Drallzahl weitgehend auf der Position des Auslegungsstaupunktes befindet. Der Kühlfilm hat für beide untersuchten Filmkühlkonfigurationen eine maximale Lauflänge von $\Delta(s/d) = 10$ bei einer globalen Ausblaserate $M = 2,0$.

Gesamte Schaufel: Werden die auf der Schaufel auftretenden Werte von $\eta_{ad,av}$ über der gesamten Höhe der Schaufel entsprechend den Abbildungen 6.33a und 6.33b gemittelt, so erhält man das in Abbildung 6.35 dargestellte Ergebnis von $\eta_{ad,av,global}$. Es ist hierbei zu beachten, dass die niedrigen gemittelten Werte daher kommen, dass aufgrund der asymmetrischen Form des Kühlfilms große Bereiche in die Mittelung aufgenommen werden, welche keine adiabate Filmkühleffektivität aufweisen.

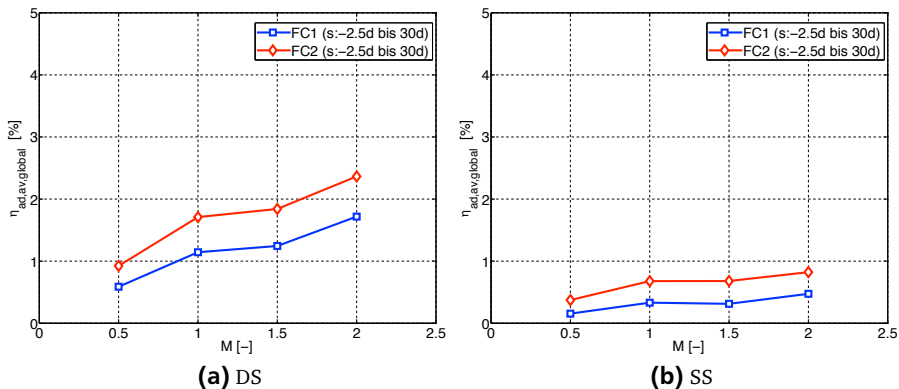


Abbildung 6.35.: Global gemittelte $\eta_{ad,av,global}$ für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$)

Es zeigt sich, dass $\eta_{ad,av,global}$ sowohl auf der Saugseite als auch auf der Druckseite für FC1 und FC2 mit einer Erhöhung von M steigt. Auffällig ist das Plateau, welches sich zwischen $M = 1,0$ und $M = 1,5$ ausbildet. Der Grund hierfür liegt darin, dass für $M = 1,0$ ein größerer Wert von $\eta_{ad,av}$ unmittelbar stromab der Filmkühlbohrungen vorliegt, was in der Detailbetrachtung dieser Bereiche entsprechend Abbildung 6.33c und 6.33d deutlich wird. Dies ist in Abbildung 6.36 dargestellt. Die Größe der Punkte in der Darstellung entspricht hierbei qualitativ dem Wert von $\eta_{ad,av,global}$ der großen globalen Mittelungsfläche. Der Kühlfilm bei $M = 1,5$ weist hingegen eine größere Lauflänge auf, was in Summe zu dem beobachteten Plateau führt.

Analyse: Anhand der Ergebnisse lässt sich erkennen, dass eine globale Ausblaserate von $M = 1,0$ zu den größten Werten von $\eta_{ad,av}$ stromab der Filmkühlbohrungen im Bereich der Vorderkante führt. Diese Eigenschaft ist für eine Vorderkantenfilmkühlkonfiguration wünschenswert. Aus diesem Grund wird diese globale Ausblaserate M bei den folgenden betrachteten Parametervariationen beibehalten.

Variation der Distanz D

Abbildung 6.37 zeigt die Ergebnisse der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität für die Betriebsparameter $S = 0,8$ und $M = 1,0$. Der veränderte Parameter bei dieser Betrachtung ist der Abstand D zwischen den Drallerzeugerdüsen und den Vorderkanten des Schaufelgitters. Die Ergebnisse werden entsprechend der Abbildung 6.32 gemittelt dargestellt.

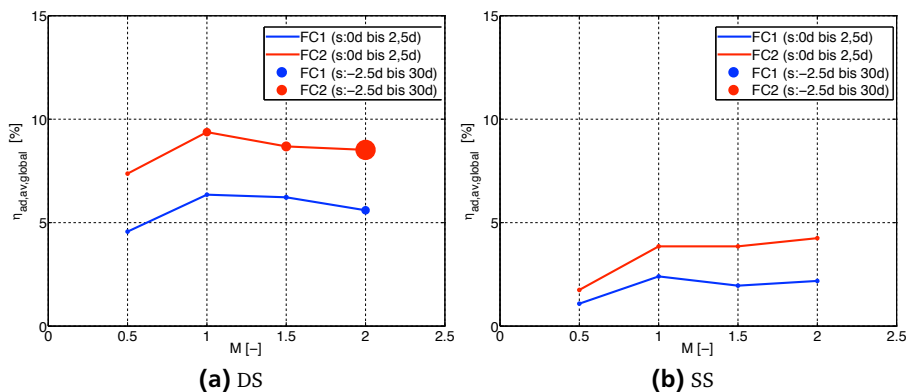


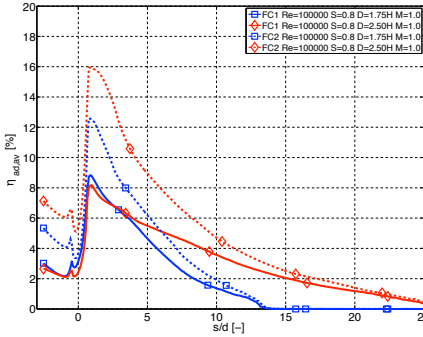
Abbildung 6.36.: Global gemittelte $\eta_{ad,av,global}$ ($s/d = 0$ bis $s/d = 2,5$) für verschiedene Ausblaseraten M für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $D/H = 1,75$)

Oberes Schaufelsegment: Auf der Saugseite (Abbildung 6.37b) ist der Umschlag des Kühlfilms zur Druckseite bei beiden untersuchten Distanzen D für FC1 und FC2 zu erkennen. Auf der Druckseite (Abbildung 6.37a) kann beobachtet werden, dass es bei einer Vergrößerung von D zu einer größeren Lauflänge des Kühlfilms kommt. Zudem kommt es bei Filmkühlkonfiguration FC2 zu größeren Werten von $\eta_{ad,av}$ unmittelbar stromab der Filmkühlbohrungen. Dieses Verhalten kann bei FC1 nicht so ausgeprägt beobachtet werden.

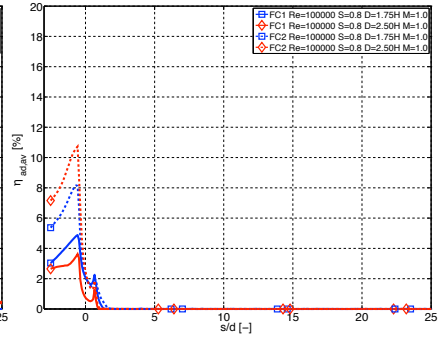
Mittleres Schaufelsegment: Der Kühlfilm zeigt im mittleren Segment auf beiden Seiten der Schaufel ein ähnliches Verhalten, wie es auch im oberen Segment zu beobachten ist. Bei beiden untersuchten Filmkühlkonfigurationen steigt bei wachsender Distanz D die Filmkühleffektivität in unmittelbarer Nähe der Bohrungen an. Weiterhin ist an den Werten von $\eta_{ad,av}$ in dem Schaufelbereich $s/d < 0$ erkennbar, dass in diesem Bereich für beide untersuchten Distanzen der Umschlag des Kühlfilms von der Saugseite auf die Druckseite der Schaufel beginnt. Oberhalb dieses Bereichs bildet sich auf der Saugseite kein Kühlfilm aus.

Unteres Schaufelsegment: Im unteren Drittel der Schaufel hat sich ein zum geometrischen Staupunkt größtenteils symmetrischer Kühlfilm ausgebildet. Weiterhin sind die Unterschiede zwischen den beiden betrachteten Filmkühlkonfigurationen FC1 und FC2 schwächer ausgeprägt als in den beiden anderen Segmenten.

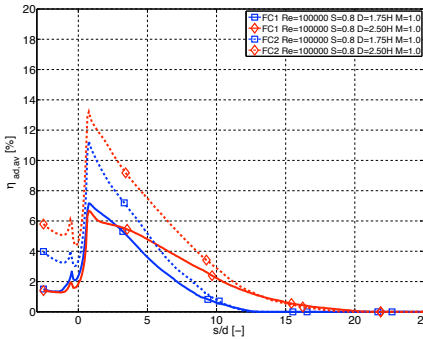
Gesamte Schaufel: Wird die adiabate Filmkühleffektivität entsprechend den Darstellungen in den Abbildungen 6.33a und 6.33b gemittelt, so ergeben sich für eine Variation der Distanz D die in Abbildung 6.38 gezeigten Resultate. Es zeigt sich,



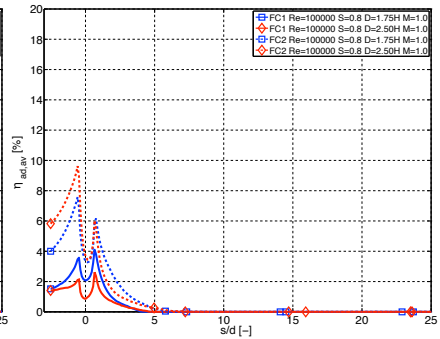
(a) DS oberes Schaufelsegment



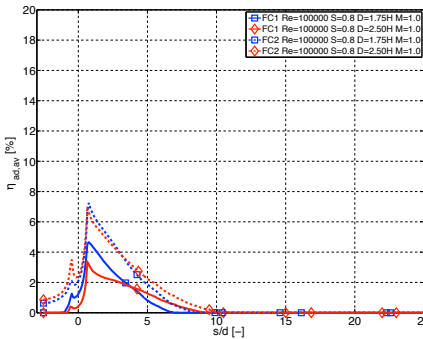
(b) SS oberes Schaufelsegment



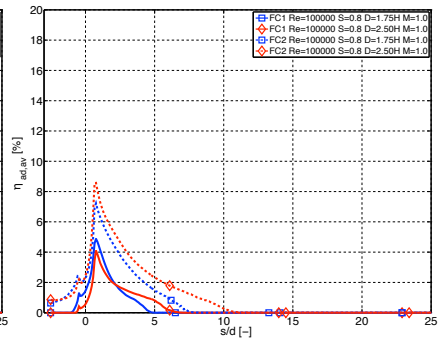
(c) DS mittleres Schaufelsegment



(d) SS mittleres Schaufelsegment



(e) DS unteres Schaufelsegment



(f) SS unteres Schaufelsegment

Abbildung 6.37.: Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Distanzen D für FC1 und FC2 ($S = 0,8; M = 1,0$) (nach [31])

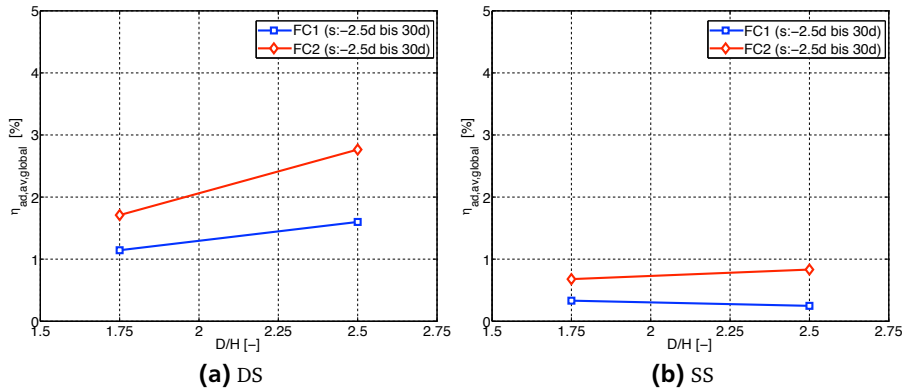


Abbildung 6.38.: Global gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Distanzen D für FC1 und FC2 ($S = 0,8$; $M = 1,0$)

dass bei einer größeren Distanz D die gemittelte adiabate Filmkühleffektivität auf der Druckseite bei FC1 und FC2 steigt. Die Werte auf der Saugseite bleiben von einer Veränderung der Distanz weitgehend unbeeinflusst.

Analyse: Eine Vergrößerung von D hat ein Anwachsen von $\eta_{ad,av}$ auf der gesamten Oberfläche der Schaufel zur Folge. Eine mögliche Ursache hierfür könnte eine veränderte Staulinie an der Vorderkante der Schaufel sein. Zur Bewertung dieser These wird zunächst der Zuströmwinkel α im Bereich der Vorderkante der untersuchten Schaufel betrachtet, da von diesem unmittelbar der Verlauf der Staulinie und die Position des Umschlagpunktes des Kühlfilms abhängt. Dieser ist in Abbildung 6.16b dargestellt. Es zeigt sich, dass eine Verringerung von D keine Auswirkungen auf α im mittleren Bereich der Vorderkante der Schaufel hat. Auswirkungen sind nur im oberen und unteren Bereich zu erkennen. Da es jedoch zu einer Änderung von $\eta_{ad,av}$ im mittleren Schaufelsegment kommt und im unteren Segment keine großen Unterschiede festgestellt werden können, müssen also andere Gründe für die Unterschiede zwischen beiden Distanzen D vorliegen als ein veränderter Zuströmwinkel auf das Schaufelgitter. Ein weiterer Parameter der Strömung, welcher durch die Änderung von D beeinflusst wird, ist deren Turbulenzintensität. Es ist davon auszugehen, dass diese mit geringerem Abstand der Drallerzeuger zu dem Schaufelgitter anwächst. Hierdurch kommt es zu einem schnelleren Ausmischen des Kühlfilms mit der Primärluft. Dieses Verhalten kann in allen Segmenten der Schaufel bei beiden Filmkühlkonfigurationen beobachtet werden. Zusammenfassend kann ausgesagt werden, dass eine Änderung von D starke Auswirkungen auf

die Turbulenz und somit auf die Ausmischung des Kühlfilms hat, allerdings nur schwache Auswirkungen auf α und somit auf den Umschlagpunkt des Kühlfilms.

Variation der Drallzahl S

Abbildung 6.39 zeigt die Ergebnisse der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität für die Betriebsparameter $D/H = 1,75$ und $M = 1,0$. Der variierte Parameter bei dieser Betrachtung ist die Drallzahl S der Drallströmung. Diese wird in einem Bereich von $S = 0,6$ bis $S = 1,0$ in Schritten von $\Delta S = 0,2$ variiert. Die Ergebnisse werden entsprechend des in Abbildung 6.32 gezeigten Schemas gemittelt dargestellt.

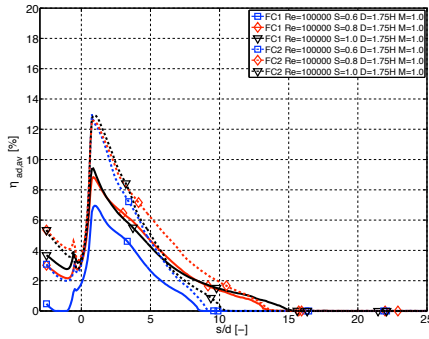
Oberes Schaufelsegment: Im oberen Schaufelsegment lässt sich bei der Betrachtung der Filmkühlkonfiguration FC1 erkennen, dass die Verläufe von $\eta_{ad,av}$ für die Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ jeweils auf der Druck- und der Saugseite ähnlich sind. Die Werte für $S = 0,6$ sind jedoch niedriger. Filmkühlkonfiguration FC2 weist keinen so großen Unterschied zwischen den Drallzahlen auf, jedoch sind auch in diesem Fall die Werte von $\eta_{ad,av}$ für $S = 0,6$ am niedrigsten.

Mittleres Schaufelsegment: Im mittleren Segment können ähnliche Auswirkungen auf $\eta_{ad,av}$ bei einer Veränderung der Drallzahl S wie im oberen Segment beobachtet werden. Auch hier treten die niedrigsten Werte der adiabaten Filmkühleffektivität für eine Drallzahl von $S = 0,6$ auf.

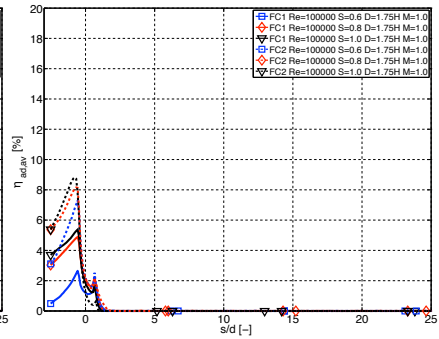
Unteres Schaufelsegment: Im unteren Schaufelsegment ist zu beobachten, dass die Verläufe von $\eta_{ad,av}$ bei den Drallzahlen $S = 0,8$ und $S = 1,0$ abermals sehr ähnlich sind. Es wird jedoch deutlich, dass in diesem Segment sowohl für FC1 als auch für FC2 die größten Werte von $\eta_{ad,av}$ bei einer Drallzahl von $S = 0,6$ auftreten. Dies bedeutet, dass die Staulinie im unteren Segment bei einer Drallzahl von $S = 0,6$ einen für die Filmkühlbohrungen günstigen Verlauf hat.

Gesamte Schaufel: Wird die adiabate Filmkühleffektivität entsprechend den Darstellungen in den Abbildungen 6.33a und 6.33b gemittelt, so ergeben sich für eine Variation der Drallzahl S die in Abbildung 6.40 gezeigten Ergebnisse.

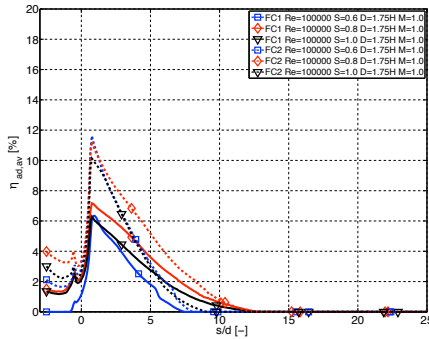
Es zeigt sich, dass eine Vergrößerung der Drallzahl S von $S = 0,6$ auf $S = 0,8$ zu einem Anstieg der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität führt. Bei einer weiteren Steigerung auf eine Drallzahl $S = 1,0$ kommt es zu einem Absinken von $\eta_{ad,av,global}$. Dieser Verlauf kann auf beiden Seiten der Schaufel für beide Filmkühlkonfigurationen beobachtet werden. Der Grund hierfür liegt in der Tatsache, dass bei einer Drallzahl von $S = 0,6$ ein großer Teil der Staulinie über der saugseitigen Filmkühlbohrungsreihe liegt und somit weniger Sekundärluft austreten kann. Die zwangsläufig vorhandene größere Ausbringung von Sekundärluft aus den übrigen Bohrungen kann diese Reduktion im Mittel nicht kompensieren. Die Abnahme der Filmkühleffektivität bei einer Drallzahl $S = 1,0$ rührt daher, dass aufgrund



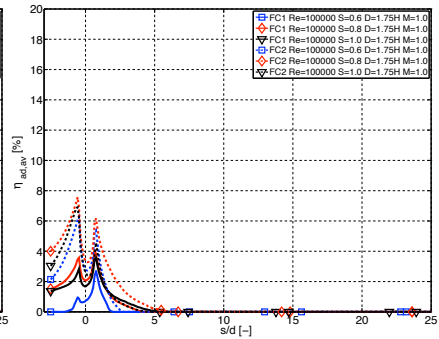
(a) DS oberes Schaufelsegment



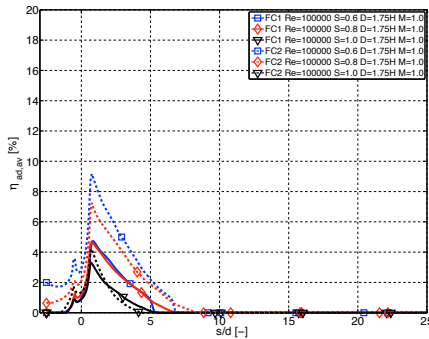
(b) SS oberes Schaufelsegment



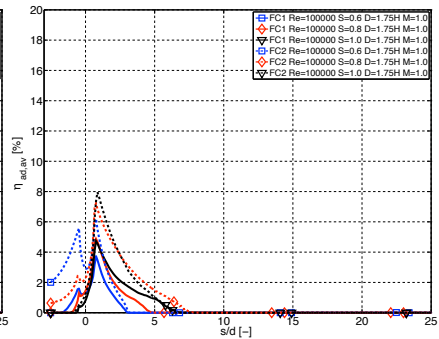
(c) DS mittleres Schaufelsegment



(d) SS mittleres Schaufelsegment



(e) DS unteres Schaufelsegment



(f) SS unteres Schaufelsegment

Abbildung 6.39.: Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Drallzahlen S für FC1 und FC2 ($D/H = 1,75$; $M = 1,0$) (nach [31])

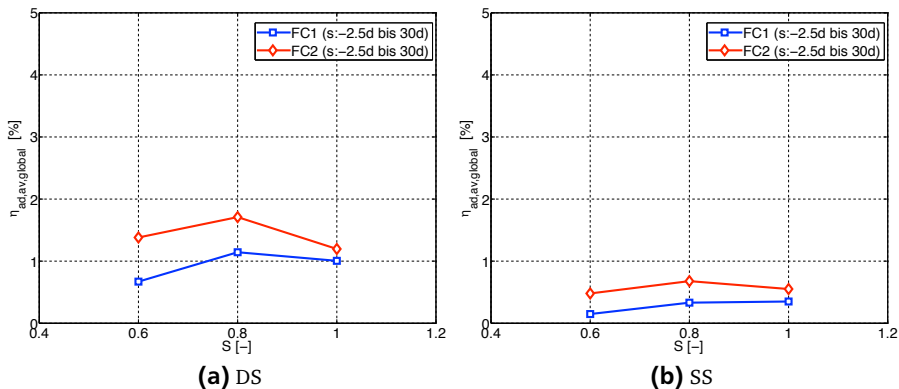


Abbildung 6.40.: Global gemittelte $\eta_{ad,av}$ für verschiedene Drallzahlen S für FC1 und FC2 ($D/H = 1,75$; $M = 1,0$)

der großen Zuströmwinkel α die Staupunktklinie über den Bohrungen im unteren Segment der Druckseite der Schaufel zum Verharren gekommen ist. Hierdurch wird in diesem Bereich das Ausbringen von Sekundärluft reduziert. Dies ist in Abbildung 6.39e zu erkennen.

Analyse: Es wurde bereits in Abbildung 6.16a gezeigt, dass eine Veränderung der Drallzahl S zu einer großen Änderung des Zuströmwinkels α führt. Dies beeinflusst den Verlauf der Staulinie an der Vorderkante und somit die Legung des Kühlfilms. Es zeigt sich allerdings, dass dies einen deutlich geringeren Einfluss auf das globale Kühlvermögen des Kühlfilms hat, als die durch eine Änderung der Distanz D hervorgerufene Veränderung der Turbulenz in der Zuströmung des Schaufelgitters.

Vergleich von axialer und drallförmiger Hauptströmung

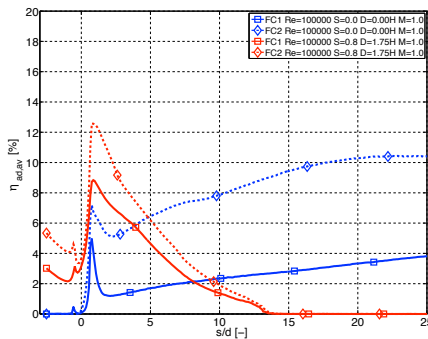
Abbildung 6.41 zeigt den Vergleich des Kühlfilms bei einer Ausblaserate von $M = 1,0$ unter dem Einfluss einer drallfreien Hauptströmung mit dem Kühlfilm bei einer Ausblaserate von $M = 1,0$, welcher sich unter dem Einfluss einer verdrahten Hauptströmung mit einer Drallzahl von $S = 0,8$ und einer Distanz zwischen den Drallern und dem Schaufelgitter von $D/H = 1,75$ ausbildet. Bei der Betrachtung des Kühlfilms bei der drallfreien Zuströmung wird zunächst deutlich, dass es zu unterschiedlichen Werten der gemittelten adiabaten Filmkühleffektivität auf der Druck- und der Saugseite der Schaufel kommt. Dies lässt sich auf unterschiedliche lokale Ausblaseraten M_{lokal} der Sekundärluft auf der saugseitigen und der druckseitigen Filmkühlbohrungsreihe zurückführen. Dieser Effekt ist auf die in

Kapitel 6.4.1 zeigten unterschiedlichen Beträge von C_p an den Positionen der Filmkühlbohrungen zurückzuführen. Diese wiederum werden durch die negative Inzidenz verursacht, welche an den Vorderkanten der Kaskadenschaufeln bei axialer Zuströmung vorliegt.

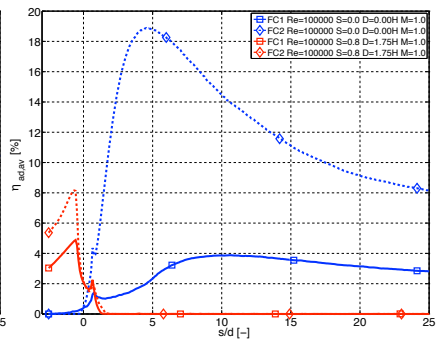
Oberes Schaufelsegment: Die Ergebnisse der Experimente zeigen eine grundsätzlich unterschiedliche Verhaltensweise des Kühlfilms unter dem Einfluss einer drallförmigen Zuströmung im Vergleich zu einer rein axialen Zuströmung. Der deutlichste Unterschied besteht darin, dass der weithin bekannte Effekt des Abhebens des Kühlfilms, welcher bei der axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter sichtbar ist, bei einer verdrahten Zuströmung im oberen Segment der Schaufel auf der Druckseite nur extrem schwach auftritt. Dies führt zu höheren Beträgen der adiabaten Filmkühleffektivität in einem Bereich mit einer Länge von $\Delta(s/d) = 5$ bis $\Delta(s/d) = 7$ stromab der Filmkühlbohrungen bei einer verdrahten Zuströmung. Dieses Verhalten zeigt sich bei beiden untersuchten Filmkühlkonfigurationen. Der beschriebene Effekt kann verschiedene Ursachen haben. Zum einen ist anzunehmen, dass der Turbulenzgrad der stark verdrahten Hauptströmung deutlich größer ist als jener der drallfreien Hauptströmung. Dies hat den Effekt, dass es zu stärkeren Ausmischprozessen der Sekundärluft mit der Primärluft kommt. Zum anderen wird durch die drallinduzierte höhenabhängige Inzidenz an den Vorderkanten des Schaufelgitters die C_p -Verteilung des Schaufelprofils beeinflusst. Dies führt zu veränderlichen C_p -Werten im Bereich der Bohrungen im Vergleich zu denen bei einer drallfreien Zuströmung, was wie bereits beschrieben Auswirkungen auf die lokale Ausblase rate M_{lokal} hat. Es wird deutlich, dass der Sekundärluftfilm unter dem Einwirken einer drallförmigen Hauptströmung eine geringere Lauflänge erreicht als unter dem Einfluss einer axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter.

Mittleres und unteres Schaufelsegment: Ein Vergleich der Kühlfilme in dem mittleren und unteren Schaufelsegment zeigt die selben Effekte, wie diese bereits für das obere Schaufelsegment beschrieben wurden.

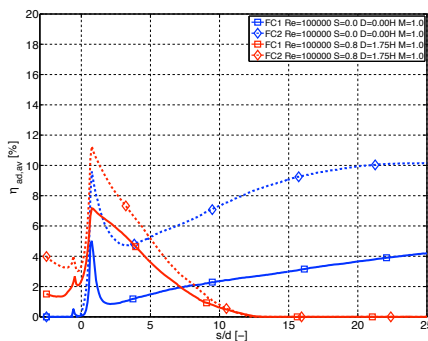
Analyse: Ein auftretender Effekt ist die Änderung der Beträge von $\eta_{ad,av}$ über die Höhe der Druckseite der Schaufel bei einer verdrahten Hauptströmung. Hierbei treten in dem oberen Segment die größten Werte für $\eta_{ad,av}$ auf und in dem unteren Segment die kleinsten. Dieser Effekt ist bei einer drallfreien, rein axialen Zuströmung auf das Schaufelgitter nicht nachweisbar. Grund hierfür ist der Umschlag des Kühlfilms von der Saugseite auf die Druckseite der Schaufel. Des Weiteren wird deutlich, dass es mit den untersuchten Filmkühlkonfigurationen nicht möglich ist, eine gleichmäßige Verteilung der adiabaten Filmkühleffektivität über die Höhe der Schaufel zu erreichen. Der Grund hierfür liegt, wie bereits beschrieben, in der über die Höhe der Schaufel variierenden C_p -Verteilung. Es zeigt sich, dass die untersuch-



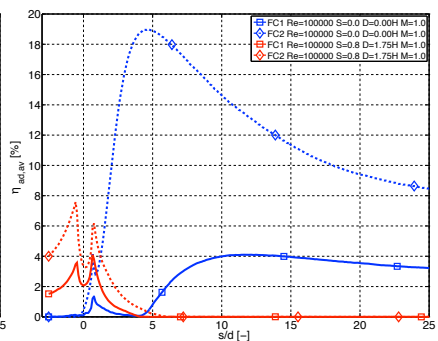
(a) DS oberes Schaufelsegment



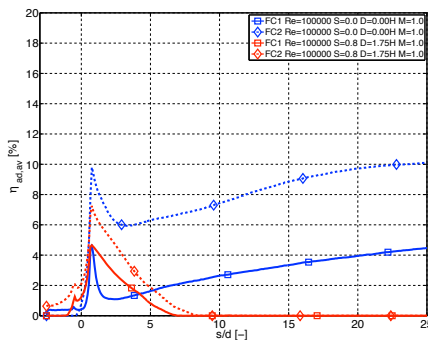
(b) SS oberes Schaufelsegment



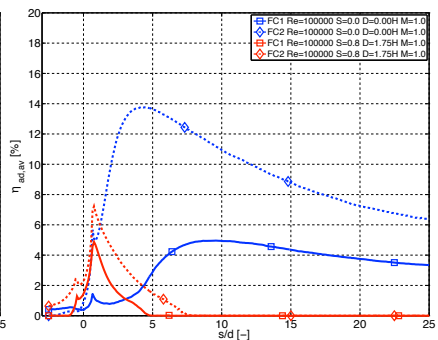
(c) DS mittleres Schaufelsegment



(d) SS mittleres Schaufelsegment



(e) DS unteres Schaufelsegment



(f) SS unteres Schaufelsegment

Abbildung 6.41.: Gemittelte $\eta_{ad,av}$ für axiale und verdrehte Hauptströmung für FC1 und FC2 (nach [31])

ten Filmkühlbohrungskonfigurationen unter dem Einfluss einer stark verdrahten und turbulenten Hauptströmung nicht die Wirkung erreicht, wie es bei einer rein axialen und turbulenzarmen Hauptströmung der Fall wäre. Diese Beobachtung findet sich ebenfalls in Bons et al. [14]. Dort wurde die adiabate Filmkühleffektivität stromab einer einzelnen Reihe von Filmkühlbohrungen bei verschiedenen Turbulenzgraden der Hauptströmung untersucht und gezeigt, dass bei erhöhter Turbulenz die Maximalwerte der adiabaten Filmkühleffektivität um 70% reduziert werden. Weiterhin wurde gezeigt, dass die Werte der adiabaten Filmkühleffektivität zwischen den Filmkühlbohrungen aufgrund der höheren Turbulenz steigen. Dies wird mit stärkeren Austauschvorgängen innerhalb der Strömung in Richtung der Schaufelhöhe begründet. Weiterhin wird mit diesem Effekt das schnellere Schließen des Kühlfilms begründet. Dieses schnellere Schließen des Kühlfilms wurde im Zuge der hier beschriebenen Untersuchungen im Fall einer verdrahten Hauptströmung ebenfalls beobachtet und lässt sich somit nach Bons et al. auf die erhöhte Turbulenz zurückführen.

Abschließende Betrachtung des Kühlfilms

Abschließend kann gesagt werden, dass die veränderliche Inzidenz, welche über die Höhe der Schaufel auftritt und die daraus resultierenden unterschiedlichen C_p -Werte an den Positionen der Filmkühlbohrungen bei der Auslegung des Schaufelkühlsystems berücksichtigt werden muss. Nur auf diese Weise ist es möglich, trotz einer verdrahten Hauptströmung einen homogen verteilten Kühlfilm zu erreichen. Dieser Effekt kann zum Beispiel durch eine Anpassung der Positionen der Filmkühlbohrungen unter Berücksichtigung des Verlaufs der Staulinie erreicht werden.



7 Zusammenfassung

Die kontinuierliche Reduktion des Brennstoffverbrauchs von stationären Gasturbinen und Flugtriebwerken ist eines der wichtigsten Ziele der in diesem Sektor tätigen Industrien. Diese Entwicklung wird nicht nur durch steigende Energie- und Treibstoffkosten vorangetrieben, sondern auch aufgrund von Restriktionen bezüglich der Emissionen seitens des Gesetzgebers. Einen signifikanten Teil der emittierten Schadstoffe bilden hierbei die Gruppe der Stickoxide. Ein möglicher Weg, um der Entstehung von diesen effektiv entgegenzuwirken, besteht in dem Einsatz der Magerverbrennung in der Brennkammer der Gasturbine. Das Konzept der Magerverbrennung beinhaltet einen hohen Luftdurchsatz durch die Dralldüsen der Brennkammer, um eine gute Zerstäubung des Brennstoffes und niedrige Äquivalenzverhältnisse im Brennraum zu realisieren. Dieser hohe Luftdurchsatz führt jedoch zusammen mit einer kurzen Brennkammerlänge und der wesentlich geringeren oder gar fehlenden Einblasung von Sekundärluft in den Brennraum durch die Seitenwände der Brennkammer zu einer stark verdrallten Strömung am Austritt der Brennkammer. Diese stellt jedoch die Eintrittsbedingung für die stromab folgende Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine dar. Diese inhomogene und drallbehaftete Zuströmung muss bei der Auslegung dieser berücksichtigt werden, sowohl was die Aerodynamik betrifft als auch in Bezug auf die Einflüsse des Dralls auf den Kühlfilm der Schaufeln. Hierdurch können in der Auslegungsphase der Maschine deren Kühlsystem optimiert und somit die für die Kühlung der Komponenten benötigte Luftmenge minimiert werden, was eine Steigerung der Gesamteffizienz der Gasturbine nach sich zieht. Die Mehrzahl der bisherigen Veröffentlichungen, welche sich mit den Interaktionen von Brennkammer und Turbine beschäftigt haben, beschränken sich jedoch auf das Nachbilden der Brennkammerströmung durch umfangsgemittelte Turbulenz-, Totaldruck- oder Temperaturprofile. Über den Einfluss einer verdrallten Zuströmung auf die Aerodynamik und Filmkühllegung der stromab der Brennkammer folgenden Hochdruckturbine ist nur sehr wenig bekannt. Das Ziel dieser Arbeit ist es, einen Überblick über die Phänomene zu geben, welche bei einer stark verdrallten Hauptströmung im Bereich des ersten Stators der Hochdruckturbine auftreten können. Hierbei werden sowohl Strömungseffekte als auch die Auswirkungen auf die adiabate Filmkühleffektivität auf der Schaufeloberfläche betrachtet. Die Experimente wurden für zwei Distanzen D

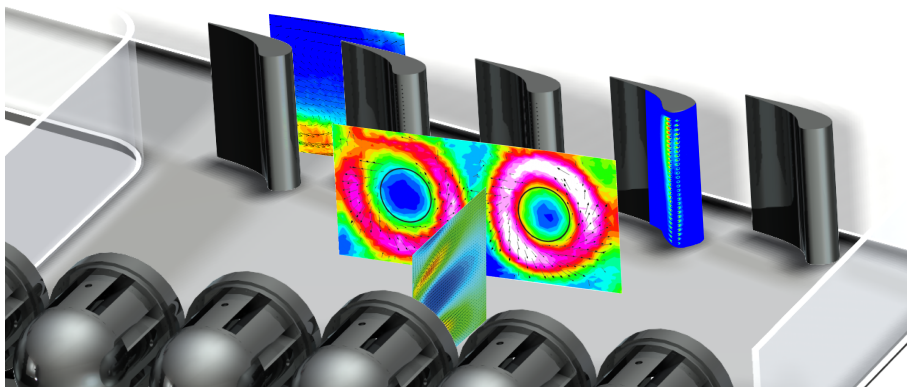


Abbildung 7.1.: Gewonnene Messergebnisse

zwischen den Drallerzeugern und den Leitschaufeln durchgeführt. Darüber hinaus wurden drei Drallzahlen S der Drallerzeuger und vier Ausblaseraten M der Sekundärluft untersucht. Die im Zuge der Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse über die Phänomene, welche unter dem Einfluss einer stark verdrahten Hauptströmung entstehen, sind in Abbildung 7.1 zusammenfassend dargestellt. Sämtliche Konfigurationen ergeben hierbei ein qualitativ ähnliches Bild.

Im Vergleich zu einer rein axialen Hauptströmung kommt es bei einer drallförmigen Hauptströmung zu einer massiven Veränderung des Verhaltens der Strömung in dem untersuchten Schaufelgitter. Es zeigt sich eine Dominanz der Drallströmung in den Sekundärströmungsfeldern der Schaufelpassagen. Die beobachteten Drallströmungen sind auch in der Austrittsebene der Kaskade noch messbar. Es konnten bei den Messungen keine der bekannten Sekundärströmungsphänomene wie der Passagenwirbel identifiziert werden, welche normalerweise in den Passagen zwischen zwei Schaufeln auftreten. Des Weiteren sind die bekannten Verlustkerne und Nachläufe der Statoren nicht sichtbar. Vor den Schaufeln bildet sich aufgrund der Wirbel der Drallerzeuger eine umlaufende Strömung, welche in Abbildung 7.2 dargestellt wird. Diese umlaufende Strömung wird durch das Schaufelgitter geteilt. Auf diese Weise werden die individuellen Wirbel in den Passagen angefacht.

In der Austrittsebene des Schaufelgitters bildet sich in der unteren Hälfte ein horizontal ausgerichteter Bereich mit erhöhten Verlusten. Weiterhin sind in diesem Bereich zusätzliche stärkere Verlustkerne zu sehen. Der Grund für das horizontale Verlustgebiet ist eine drallinduzierte, über die Schaufelhöhe variierende Inzidenz,

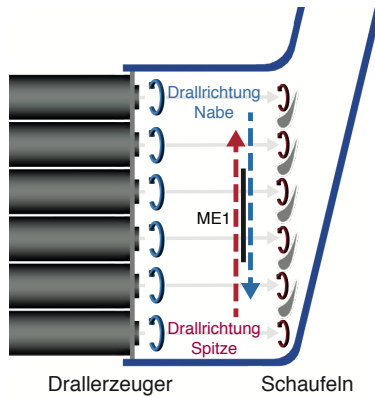
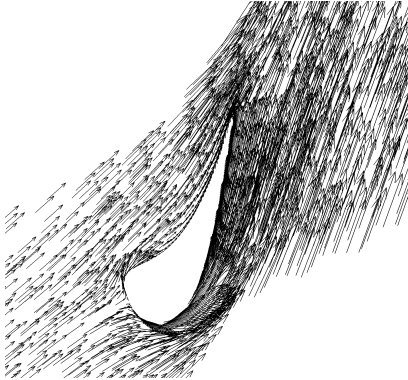
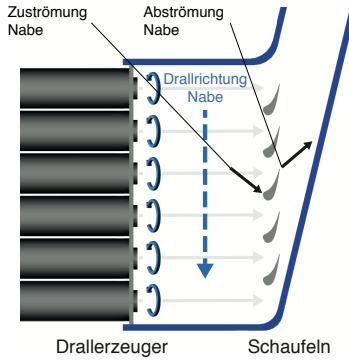
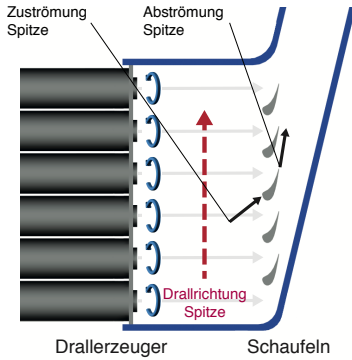
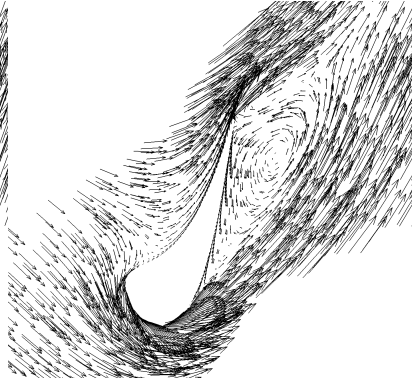


Abbildung 7.2.: Strömungen in den Passagen des Schaufelgitters bei verdrehter Zuströmung

welche zu unterschiedlichen aerodynamischen Belastungen des Schaufelprofils in Abhängigkeit von der Schaufelhöhe führt. Dies ist in Abbildung 7.3 schematisch dargestellt. Weiterhin kann eine hohe positive Inzidenz zu der Ausbildung einer Ablöseblase auf der Saugseite führen, wie sie in Abbildung 7.3 (rechts) als Ergebnis einer zweidimensionalen CFD-Rechnung dargestellt wird. Eine solche Ablöseblase konnte im Zuge der Untersuchungen nicht eindeutig nachgewiesen werden, jedoch kann die Existenz nicht ausgeschlossen werden. Darüber hinaus führt die variierende Inzidenz zu einem Kippen der Staupunktlinie, was einen Umschlag des Kühlfilmes in bestimmten Bereichen der Schaufel bewirkt. Dieser Umschlag zieht bei der Verwendung der untersuchten Filmkühlkonfigurationen große ungekühlte Bereiche auf der Schaufeloberfläche nach sich. Es zeigt sich jedoch, dass die turbulente und drallförmige Hauptströmung einem Abheben der Sekundärluftstrahlen entgegenwirkt.



Strömung im Schaufelspitzenbereich



Strömung im Schaufelnabenbereich

Abbildung 7.3.: Strömungen in dem Schaufelgitter

7.1 Wirbelmodell bei verdrahlter Hauptströmung

Es lässt sich anhand der gewonnen Erkenntnisse ein globales Wirbelmodell herleiten, welches sich grundlegend von den bisher bekannten unterscheidet und bei einer stark verdrahlten Zuströmung auf ein Schaufelgitter auftritt. Das Wirbelmodell kann bei sämtlichen untersuchten Drallzahlen sowie Distanzen zwischen den Drallerzeugern und dem Schaufelgitter beobachtet werden und wird in Abbildung 7.4 dargestellt. Das Wirbelmodell gilt für gleichsinnig rotierende Wirbel in der Zuströmung des Schaufelgitters. Es bildet sich aufgrund der gleichsinnig drehenden Wirbel der Drallerzeuger (blau) in der Zuströmung des Gitters eine große umlaufende Strömung (grün) aus, welche dieselbe Drehrichtung aufweist wie die individuellen Wirbel. Diese werden mit größer werdender Lauflänge abgeschwächt. Durch das Schaufelgitter wird die umlaufende Strömung unterbrochen, wodurch die individuellen Wirbel wieder angefacht werden. Diese Wirbel dominieren die Strömung in den Schaufelpassagen und haben bis zu den Hinterkanten der Schaufeln und darüber hinaus Bestand. Weiter stromab werden durch den Boden und die noch immer existierenden Wirbel weitere Wirbelstrukturen (gelb) induziert. Die Trajektorien der Wirbel der Drallerzeuger werden in der Darstellung in rot dargestellt.

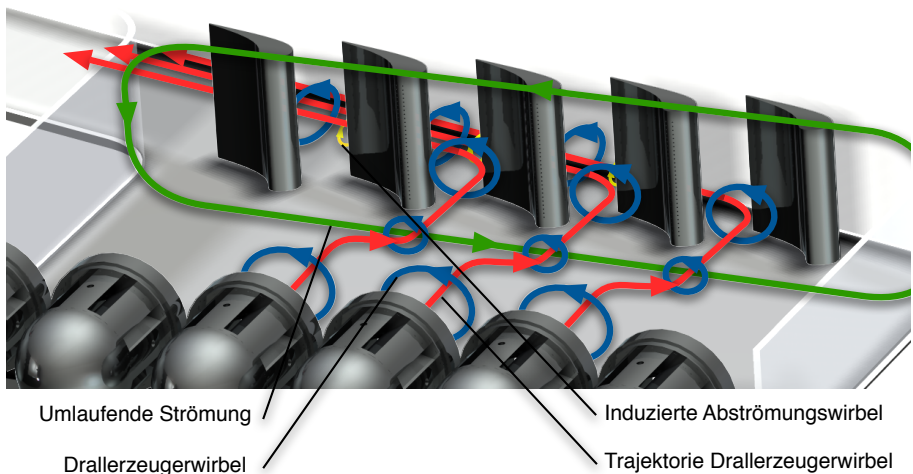


Abbildung 7.4.: Wirbel in einem Schaufelgitters bei stark verdrahlter Hauptströmung

Aufgrund der in dieser Arbeit verwendeten globalen Untersuchungsmethoden kann jedoch nicht vollständig ausgeschlossen werden, dass sich in den Bereichen der Schaufelecken an Nabe und Spitze weitere Wirbelstrukturen ausbilden, welche nicht identifiziert werden konnten. Dies muss in weiteren Untersuchungen betrachtet werden, welche sich gezielt mit den entsprechenden Schaufelarealen befassen. Anschließend kann die Allgemeingültigkeit des hier vorgestellten globalen Wirbelmodells verifiziert und mit weiteren Details ausgestaltet werden. Die vorgestellten Ergebnisse zeigen jedoch, dass die drallförmige Austrittsströmung aus der Brennkammer in jedem Fall bei der Auslegung der Hochdruckturbine betrachtet werden muss, und dass ein umfangsgemittelttes Austrittsprofil der Brennkammer für die Auslegung der Hochdruckturbine nicht ausreichend ist. Dies gilt insbesondere dann, wenn eine Magerbrennkammer in der Gasturbine zur Anwendung kommt. Dies trifft sowohl auf die aerodynamische Auslegung der Hochdruckstatorschaufel als auch auf deren Kühlsystem zu. Des Weiteren muss die geänderte Austrittsströmungen der Statoren bei der Auslegung des stromab nachfolgenden Rotors der Hochdruckturbine beachtet werden. Die in dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse wurden in Auszügen in [31] und [32] veröffentlicht.

8 Ausblick

Diese Arbeit bildet einen Beitrag zu dem Verständnis der Effekte, welche bei den Interaktionen zwischen der stark drallbehafteten Brennkammerströmung und der ersten Leitschaufelreihe der Hochdruckturbine auftreten. Zudem bilden die verwendeten vereinfachten Geometrien eine experimentelle Datenbasis für die Validierung von numerischen Simulationen, welche sich mit dieser Problemstellung befassen. Diese können im Anschluss verwendet werden, um im Weiteren komplexere Geometrien zu betrachten und einen größeren Umfang an Parametervariationen zu untersuchen, der experimentell nicht wirtschaftlich umsetzbar wäre.

Durch die Wahl einer vereinfachten Geometrie können die auftretenden Effekte klar erkannt und getrennt voneinander betrachtet werden, was bei einem erhöhten Komplexitätsgrad der Geometrie nur sehr eingeschränkt möglich ist. Dennoch ist eine weitergehende Betrachtung einer realitätsnahen Geometrie äußerst wichtig. Die Brennkammer-Turbine-Interaktion stellt ein größtenteils unerforschtes Gebiet dar, welches ein großes Potential zur Optimierung der Schaufelgeometrien sowie zur Optimierung des Sekundärluftbedarfs der Hochdruckturbine beinhaltet. Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse reichen jedoch nicht aus, um dieses Potential zu quantifizieren. Weiterhin muss sichergestellt werden, dass die beschriebenen Effekte auch in realitätsnahen Geometrien in ähnlicher Form auftreten. Die im Folgenden beschriebenen weiterführenden Ansatzpunkte bieten die Möglichkeit, dies zu erfüllen und das Verständnis der Interaktionen zwischen der Brennkammer und der Hochdruckturbine zu vergrößern.

- Eine **detaillierte Untersuchung der Passagenströmung** in einem Schaufelgitter könnte abschließend klären, ob es zu einer Ausbildung der bekannten Sekundärströmungsphänomene kommt. Da in dieser Arbeit nicht der gesamte Raum in einer Passage betrachtet werden konnte, sollte dies Gegenstand weiterführender Untersuchungen sein.

- Eine **Querschnittskontraktion der Messstrecke** stromauf des Schaufelgiters hat Einflüsse auf das Strömungsfeld und entspricht der Geometrie einer realen Brennkammer. Hierbei erfahren insbesondere die vertikalen Komponenten des Geschwindigkeitsfeldes eine Änderung, was Auswirkungen auf die verdrallte Hauptströmung hat. Diese Einflüsse wurden in der vorliegenden Arbeit vernachlässigt und könnten nun zum Gegenstand weiterführender Untersuchungen werden.
- Es ist zu erwarten, dass eine stark verdrallte Hauptströmung nicht nur Auswirkungen auf den Kühlfilm der Schaufeln hat, sondern auch auf die **Plattformkühlung**. Eine Vermessung dieser an einer ebenen Kaskade oder einer ringförmigen Messstrecke könnte Aufschlüsse über die Auswirkungen geben.
- Die Betrachtung von strömungstechnischen Phänomenen in einer ebenen Schaufelkaskade stellt eine Vereinfachung gegenüber der Realität dar, was für Grundlagenuntersuchungen gut geeignet ist. Weiterführende Untersuchungen sollten in einer **ringförmigen Messstrecke** durchgeführt werden. Die auf diese Weise messbaren Phänomene entsprechen mehr den Effekten, die innerhalb einer realen Maschine auftreten.
- Das im Zuge dieser Untersuchungen verwendete Verhältnis zwischen der Anzahl der Drallerzeuger und der Statorschaufeln wurde gewählt, um periodische Bedingungen in der Messstrecke zu schaffen und entspricht nicht der Realität. Ein **realitätsnahes Verhältnis zwischen der Anzahl der Drallbrenner und der Statorschaufeln** sollte bei weiterführenden Untersuchungen verwendet werden. Die Grundvoraussetzung hierfür ist eine ringförmige Messstrecke.
- Die in dieser Arbeit beschriebenen Erkenntnisse zeigen, dass es aufgrund des Dralls zu einer veränderten Abströmung der ersten Statorreihe kommt, was Auswirkungen auf den ersten Rotor der Hochdruckturbine hat. Eine **Untersuchung der aerodynamischen Auswirkungen auf den stromab des Hochdruckstators folgenden Rotor** könnte Informationen über die Ausmaße dieser Beeinflussung liefern. Weiterhin können Möglichkeiten zu einer Optimierung des Rotors im Hinblick auf eine verdrallte Zuströmung aufgezeigt werden.

-
- In dieser Arbeit wurden ausschließlich generische Filmkühlkonfigurationen untersucht, welche für eine axiale Hauptströmung ausgelegt sind. Ausgehend von den gewonnenen Ergebnissen könnte eine für eine verdrehte Hauptströmung optimierte Filmkühlkonfiguration ausgelegt werden. Die **Untersuchung einer auf drallförmige Zuströmung optimierte Filmkühlkonfiguration** könnte Aufschlüsse über deren Kühlfähigkeit geben.

Die in dieser Arbeit aufgeführten Erkenntnisse dienen als Grundstein für weitergehende Untersuchungen, welche im Rahmen der Forschungsvorhaben AG TURBO 2020 3.2.1 A und AG TURBO 3.2.5 am Large Scale Turbine Rig (LSTR) des Fachgebiets Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt werden. Im Zuge dieser Untersuchungen werden die Interaktionen zwischen der Brennkammer und der Turbine anhand einer realitätsnäheren Geometrie in einer ringförmigen Messstrecke untersucht, welche zusätzlich mit einer Rotorbeschaufelung ausgestattet ist.



Literaturverzeichnis

- [1] *The Jet Engine*. Rolls-Royce plc, 2005
- [2] AHN, J. ; SCHOBELI, M. T. ; HAN, J. C. ; MOON, H. K.: Effect of Rotation on Leading Edge Region Film Cooling of a Gas Turbine Blade with Three Rows of Film Cooling Holes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007), S. 15–25
- [3] ARCHITEKTENVEREIN, S. I.: The World's First Industrial Gas Turbine Set at Neuchâtel (1939). (1988)
- [4] ARDEY, S. : *Untersuchung der aerodynamischen Effekte von Vorderkanten-Kühlluftausblasung an einem hochbelasteten Turbinengitter*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 1998
- [5] BALDAUF, S. ; SCHULZ, A. ; WITTIG, S. : High-Resolution Measurements of Local Effectiveness From Discrete Hole Film Cooling. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 123 (2001), Nr. 4, S. 758–765
- [6] BARBER, J. : UK patent no. - 1833 Obtaining and Applying Motive Power, c. A Method of Rising Inflammable Air for the Purposes of Procuring Motion, and Facilitating Metallurgical Operations. (1791)
- [7] BARRINGER, M. D. ; RICHARD, O. T. ; WALTER, J. P. ; STITZEL, S. M. ; THOLE, K. A.: Flow Field Simulations of a Gas Turbine Combustor. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 124 (2002), Nr. 3, S. 508–516
- [8] BARRINGER, M. D. ; THOLE, K. A. ; POLANKA, M. D.: Developing a Combustor Simulator for Investigating High Pressure Turbine Aerodynamics and Heat Transfer. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004* (2004), Nr. GT2004-53613
- [9] BARRINGER, M. D. ; THOLE, K. A. ; POLANKA, M. D.: Experimental Evaluation of an Inlet Profile Generator for High-Pressure Turbine Tests. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 129 (2007), Nr. 2, S. 382–393

-
- [10] BARRINGER, M. D. ; THOLE, K. A. ; POLANKA, M. D.: Effects of Combustor Exit Profiles on Vane Aerodynamic Loading and Heat Transfer in a High Pressure Turbine. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 131 (2009), S. 021008
- [11] BARRINGER, M. D. ; THOLE, K. A. ; POLANKA, M. D.: An Experimental Study of Combustor Exit Profile Shapes on Endwall Heat Transfer in High Pressure Turbine Vanes. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 131 (2009), S. 021009
- [12] BARRINGER, M. D. ; THOLE, K. A. ; POLANKA, M. D. ; CLARK, J. P. ; KOCH, P. J.: Migration of Combustor Exit Profiles Through High Pressure Turbine Vanes. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 131 (2009), S. 021010
- [13] BONS, J. P: A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 132 (2010), S. 021004
- [14] BONS, J. P. ; MACARTHUR, C. D. ; RIVIR, R. B.: The Effect of High Free-Stream Turbulence on Film Cooling Effectiveness. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 118 (1996), S. 814–825
- [15] BUNKER, R. S.: A Review of Shaped Hole Turbine Film-Cooling Technology. In: *ASME Journal of Heat Transfer* 127 (2005), S. 441–543
- [16] BUNKER, R. S.: Gas Turbine Heat Transfer: Ten Remaining Hot Gas Path Challenges. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 129 (2007), Nr. 2, S. 193–201
- [17] BUNKER, R. S.: Film Cooling: Breaking the Limits of Diffusion Shaped Holes. In: *Proceedings of the International Symposium on Heat Transfer in Gas Turbine Systems (TURBINE-09)* (2009)
- [18] CAMERON, C. D. ; BROUWER, J. ; WOOD, C. P. ; SAMUELSEN, G. S.: A Detailed Characterization of the Velocity and Thermal Fields in a Model Can Combustor with Wall Jet Injection. In: *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 111 (1989), Nr. 1, S. 31–35
- [19] CARDWELL, N. D. ; SUNDARAM, N. ; THOLE, K. A.: The Effects of Varying the Combustor-Turbine Gap. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 129 (2007), S. 756–764
- [20] COLBAN, W. F. ; LETHANDER, A. T. ; THOLE, K. A. ; ZESS, G. : Combustor Turbine Interface Studies - Part 2: Flow and Thermal Field Measurements. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 125 (2003), Nr. 2, S. 203–209

-
- [21] COLBAN, W. F. ; THOLE, K. A. ; ZESS, G. : Combustor Turbine Interface Studies - Part 1: Endwall Effectiveness Measurements. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 125 (2003), Nr. 2, S. 193–202
- [22] CUTBIRTH, J. M. ; BOGARD, D. G.: Evaluation of Pressure Side Film COoling With Flow and Thermal Field Measurements - Part II: Turbulence Effects. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 124 (2002), S. 678–685
- [23] DEINERT, M. : *Filmkühluntersuchungen in instationärer Strömung mit Ablöseblasen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2005
- [24] DONNERHACK, S. : Beiträge der Flugtriebwerke zur Schadstoffreduktion im Luftverkehr. In: *Workshop "Flugverkehr und Luftqualität - Partikel und StickoxidemissionenÜBA Berlin* (2005)
- [25] DÜCKERSHOFF, R. : *Filmkühlung in Gebieten mit verzögerter Hauptströmung und in Bereichen lokaler Strömungsablösung*. Dissertation, Brandenburgische Technische Universität Cottbus, 2004
- [26] ECKERT, E. R. G.: Analysis of Film Cooling and Full-Coverage Film Cooling of Gas Turbine Blades. In: *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), S. 206–213
- [27] EKKAD, S. V. ; ZAPATA, D. ; HAN, J. C.: Film Effectiveness over a Flat Surface With Air and CO₂ Injection Through Compound Angle Holes Using a Transient Liquid Crystal Image Method. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 119 (1997), Nr. 3, S. 587–593
- [28] EKKAD, S. V. ; ZAPATA, D. ; HAN, J. C.: Heat Transfer Coefficients over a Flat Surface With Air and CO₂ Injection Trough Compound Angle Holes Using a Transient Liquid Crystal Image Method. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 119 (1997), Nr. 3, S. 580–586
- [29] FINDEISEN, J. : *Strömung und Mischung in einem Gasturbinen-Brennkammermodell*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2008
- [30] FRIEDRICHS, S. ; HODSON, H. P. ; DAWES, W. N.: Distribution of Film Cooling Effectiveness on a Turbine Endwall Measured Using the Ammonia and Diazo Technique. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 118 (1996), S. 613–621

-
- [31] GILLER, L. ; SCHIFFER, H.-P. : Abschlussbericht AG Turbo COORETEC-turbo 3.2.2 A: Interaktion von Brennkammer und Turbine. (2012)
- [32] GILLER, L. ; SCHIFFER, H.-P. : Interactions Between the Combustor Swirl and the High Pressure Stator of a Turbine. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012* (2012), Nr. GT2012-69157
- [33] GMELIN, T. C. ; HÜTTING, G. ; LEHMANN, O. : *Zusammenfassende Darstellung der Effizienzpotentiale bei Flugzeugen unter besonderer Berücksichtigung der aktuellen Triebwerkstechnik sowie der absehbaren mittelfristigen Entwicklungen*. Studie im Auftrag des Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Berlin, 2008
- [34] GOLDSTEIN, R. J.: Film Cooling. In: *Advances in Heat Transfer* 7 (1971), S. 321–379
- [35] GOLDSTEIN, R. J. ; SPORES, R. A.: Turbulent Transport on the Endwall in the Region Between Adjacent Turbine Blades. In: *ASME Journal of Heat Transfer* 110 (1988), Nr. 4a, S. 862–869
- [36] GÜNTHER, R. : *Verbrennung und Feuerungen*. Springer, 1974
- [37] GUPTA, A. K. ; LILLEY, D. G. ; SYRED, N. : *Swirl Flows*. Abacus Press, 1984
- [38] HARTLAND, J. C. ; GEGORY-SMITH, D. G. ; HARVEY, N. W. ; ROSE, M. G.: Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part II - Experimental Validation. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 2, S. 286–293
- [39] HARVEY, N. W. ; ROSE, M. G. ; TAYLOR, M. D. ; SHAHPAR, S. ; HARTLAND, J. ; GEGORY-SMITH, D. G.: Nonaxisymmetric Turbine End Wall Design: Part I - Three-Dimensional Linear Design System. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 2, S. 278–275
- [40] HASLINGER, W. : *Filmkühlung an einer Turbinenschaufelvorderkante: Die adiabate Filmkühleffektivität aus Messung und numerischer Simulation*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 1998
- [41] HENNECKE, D. K. ; WÖRRLEIN, K. : *Flugantriebe und Gasturbinen, Skriptum zur Vorlesung (2. Auflage)*. Technische Universität Darmstadt, 2000

-
- [42] HERMANSON, K. S. ; THOLE, K. A.: Effect of Inlet Conditions on Endwall Secondary Flows. In: *AIAA Journal of Propulsion and Power* 16 (2000), Nr. 2, S. 286–296
- [43] HERMANSON, K. S. ; THOLE, K. A.: Effect of Nonuniform Inlet Conditions on Endwall Secondary Flows. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 124 (2002), Nr. 2, S. 623–631
- [44] JENKINS, S. ; VARADARAJAN, K. ; BOGARD, D. G.: The Effects of High Mainstream Turbulence and Turbine Vane Film Cooling on the Dispersion of a Simulated Hot Streak. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Nr. 1, S. 203–211
- [45] JENKINS, S. C. ; BOGARD, D. G.: The Effects of the Vane and Mainstream Turbulence Level on Hot Streak Attenuation. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 127 (2005), S. 215–221
- [46] JENKINS, S. C. ; BOGARD, D. G.: Scaling of Guide Vane Coolant Profiles and the Reduction of a Simulated Hot Streak. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 129 (2007), S. 619–627
- [47] JENKINS, S. C. ; BOGARD, D. G.: Superposition Predictions of the Reduction of Hot Streaks by Coolant From a Film-Cooled Guide Vane. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 131 (2009), S. 041002–1
- [48] JEONG, J. ; HUSSAIN, F. : On the Identification of a Vortex. In: *Journal of Fluid Mechanics* 285 (1995), S. 69–94
- [49] JOVANOVIĆ, M. B.: *Film Cooling Through Imperfect Holes*. Dissertation, Universiteit Eindhoven, 2006
- [50] JOVANOVIĆ, M. B. ; LANGE, H. C. ; STEENHOVEN, A. A.: Influence of Hole Imperfection on Jet Cross Flow Interaction. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 27 (2005), S. 42–53
- [51] JUNG, K. : *Mehrreihige Filmkühlung an gekrümmten Oberflächen*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2001
- [52] KANG, M. B. ; KOHLI, A. ; THOLE, K. A.: Heat Transfer and Flowfield Measurements in the Leading Edge Region of a Stator Vane Endwall. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 121 (1999), Nr. 3, S. 558–568

-
- [53] KAWAI, T. ; ADACHI, T. ; AKASHITA, K. : Structure and Decay of Secondary Flow in the Downstream of a Cascade. In: *Bulletin of JSME* 28 (1985), Nr. 242
- [54] KAWAI, T. ; SHINOKO, S. ; ADACHI, T. : Secondary Flow Control and Loss Reduction in a Turbine Cascade Using Endwall Fences. In: *JSME International Journal Series II* 3 (1989), Nr. 3, S. 375–387
- [55] KEGALJ, M. : *Hochaufgelöste Strömungsfeldvermessungen in der Rotorpassage einer Niedermachzahlmaschine für verschiedene Schaufelspitzengeometrien*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012
- [56] KEGALJ, M. ; SCHMID, G. ; WARTZEK, F. ; SCHIFFER, H.-P. ; WILLER, L. : Experimental and Numerical Investigation of Tip Leakage Flow in a 1 1/2 Stage Turbine Rig Comparing Flat and Cavity-Squealer Tip Geometries. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012* (2012), Nr. GT2012-69568
- [57] KLAPDOR, E. V. : *Simulation of Combustor - Turbine Interaction in a Jet Engine*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011
- [58] KNOST, D. G. ; THOLE, K. A. ; DUGGLEBY, A. : Evaluating a Three-Dimensional Slot Design for the Combustor-Turbine Interface. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2009* (2009), Nr. GT2009-60168
- [59] KOHLI, A. ; BOGARD, D. G. : Adiabatic Effectiveness, Thermal Fields and Velocity Fields for Film Cooling with Large Angle Injection. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 119 (1997), Nr. 2, S. 352–358
- [60] KRISHNAMOORTHY, V. ; PAI, B. ; SUKHATME, S. : Influence of Upstream Flow Conditions on the Heat Transfer to Nozzle Guide Vanes. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 110 (1988), S. 412–416
- [61] LANGSTON, L. S. : Crossflows in a Turbine Cascade Passage. In: *ASME Journal of Engineering for Power* 102 (1980), Nr. 4, S. 866–874
- [62] LANGSTON, L. S. ; NICE, M. L. ; HOOPER, R. M. : Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage. In: *ASME Journal of Engineering for Power* 99 (1977), S. 21–28
- [63] LECHNER, C. ; SEUME, J. : *Stationäre Gasturbinen*. Springer, 2010

-
- [64] LERCH, A. : *Untersuchungen zum Einfluss der Zyklonkühlung in einer Turbinenschaufel auf die adiabate Filmkühleffektivität*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012
- [65] LERCH, A. ; SCHIFFER, H.-P. : Influence of Internal Cyclone Flow on Adiabatic Film Cooling Effectiveness. In: *Heat Transfer Research* 42 (2011), S. 143–164
- [66] LETHANDER, A. T.: *Assessment of a Leading Edge Fillet for Decreasing Vane End-wall Temperatures in a Gas Turbine Engine*. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2003
- [67] LEUCKEL, W. : *Swirl Intensities, Swirl Types and Energy Losses of Different Swirl Generating Devices*. International Flame Research Foundation, 1967
- [68] LUTUM, E. ; JOHNSON, B. V.: Influence of Hole Length-To-Diameter Ratio on Film Cooling with Cylindrical Holes. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 121 (1999), Nr. 2, S. 209–216
- [69] LYNCH, S. P. ; THOLE, K. A.: The Effect of Combustor-Turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 130 (2008), S. 041019
- [70] MARCHAL, P. ; SIEVERDING, C. H.: Secondary Flows within Turbomachinery Bladings. In: *AGARD-CP-214* (1977)
- [71] MEHER-HOMJI, C. B.: The Historical Evolution of Turbomachinery. In: *29th Turbomachinery Symposium* (2000)
- [72] MUNK, M. ; PRIM, R. C.: On the Multiplicity of Steady Gas Flows Having the Same Streamline Pattern. In: *Proceedings of the National Academy of Sciences* 33 (1947), S. 137–141
- [73] NIEHUIS, R. ; LÜCKING, P. ; STUBERT, B. : Experimental and Numerical Study on Basic Phenomena of Secondary Flows in Turbines. In: *AGARD-CP-469* 469 (1990)
- [74] NITSCHKE, W. ; BRUNN, A. : *Strömungsmesstechnik*. Springer, 2006
- [75] PERDICHIZZI, A. ; DOSSENA, V. : Incidence Angle and Pitch-Chord Effects on Secondary Flows Downstream of a Turbine Cascade. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 115 (1993), S. 383–391

-
- [76] POLANKA, M. D.: *Detailed Film Cooling Effectiveness and Three Component Velocity Field Measurements on a First Stage Turbine Vane Subject to High Freestream Turbulence*. Dissertation, University of Texas, 1999
- [77] PYLIOURAS, S. : *Auswirkungen der Magerverbrennung auf die Turbinenaerodynamik*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2011
- [78] PYLIOURAS, S. ; SCHIFFER, H.-P. ; JANKE, E. ; WILLER, L. : Effects of Non-Uniform Combustor Exit Flow on Turbine Aerodynamics. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012* (2012), Nr. GT2012-69327
- [79] QURESHI, I. ; POVEY, T. : A Combustor-Representative Swirl Simulator for a Transonic Turbine Research Facility. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering* (2011)
- [80] QURESHI, I. ; SMITH, A. D. ; POVEY, T. : HP Vane Aerodynamics and Heat Transfer in the PResence of Aggressive Inlet Swirl. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011* (2011), Nr. GT2011-46037
- [81] RADOMSKY, R. W. ; THOLE, K. A.: Flow Field Measurements for a Highly Turbulent Flow in a Stator Vane Passage. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 2, S. 255–262
- [82] RAFFEL, M. ; WILLERT, C. E. ; WERELEY, S. T. ; KOMPENHANS, J. : *Particle Image Velocimetry*. Springer, 2007
- [83] SCHADE, H. ; KUNZ, E. : *Strömungslehre*. de Gruyter, 2007
- [84] SCHIFFER, H.-P. : Vorhabensbeschreibung AG Turbo COORETEC 3.2.2 Interaktion zwischen Brennkammer und Turbine. (2006)
- [85] SCHMID, G. ; SCHIFFER, H.-P. : Numerical Investigations of Inlet Swirl in a Turbine Cascade. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012* (2012), Nr. GT2012-69397
- [86] SCHMIDT, D. L. ; SEN, B. ; BOGARD, D. G.: Film Cooling with Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 118 (1996), Nr. 4, S. 807–813
- [87] SHARMA, O. P. ; BUTLER, T. L.: Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 109 (1987), Nr. 2, S. 229–236

-
- [88] SIEVERDING, C. H.: Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages. In: *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 107 (1985), Nr. 2, S. 248–257
- [89] SIEVERDING, C. H. ; BOSCHE, P. V.: The Use of Coloured Smoke to Visualize Secondary Flows in a Tuurbine Cascade. In: *Journal of Fluid Mechanics* 134 (1983), S. 85–89
- [90] SIGLOCH, H. : *Technische Fluidmechanik*. Springer, 2011
- [91] SINHA, A. K. ; BOGARD, D. G. ; CRAWFORD, M. E.: Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 113 (1991), Nr. 3, S. 442–449
- [92] STITZEL, S. ; THOLE, K. A.: Flow Field Computations of Combustor-Turbine Interactions Relevant to a Gas Turbine Engine. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 126 (2004), Nr. 1, S. 122–129
- [93] TAKEISHI, K. ; MATSUURA, M. ; AOKI, S. ; SATO, T. : An Experimental Study of Heat Transfer and Film Cooling on Low Aspect Ratio Turbine Nozzles. In: *ASME Journal of Turbomachinery* 112 (1990), Nr. 3, S. 488–496
- [94] THALER, G. ; KUHN, K. ; JABERG, H. : Sekundärströmungen in Schaufel(ring)gittern mit Pfeilung und V-Stellung - eine Literaturstudie. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 65 (2000), Nr. 8, S. 236–246
- [95] TROPEA, C. ; YARIN, A. ; FOSS, J. E.: *Handbook of Experimental Fluid Mechanics*. Springer, 2007
- [96] VARADARAJAN, K. ; BOGARD, D. G.: Effects of Hot Streaks on Adiabatic Effectiveness for a Film Cooled Turbine Vane. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004* (2004), Nr. GT2004-54016
- [97] VASSEN, R. ; JARLIGO, M. O. ; STEINKE, T. ; MACK, D. E. ; STÖVER, D. : Overview on Advanced Thermal Barrier Coatings. In: *Surface and Coatings Technology* 205 (2010), Nr. 4, S. 938–942
- [98] WOLFF, S. : *Aerodynamische Effekte bei Vorderkanten-Filmkühlausblasung an hochbelasteten Turbinengittern unter dem Einfluss periodisch instationärer Zuströmung*. Dissertation, Universität der Bundeswehr München, 2003



A Anhang

A.1 Die Verteilung der Ausblaseraten der Filmkühlbohrungen

Bevor die Untersuchung der Kaskadenschaufeln in dem Kaskadenprüfstand durchgeführt wurde, wurde die lokale Ausblaserate M_{lokal} der einzelnen Filmkühlbohrungen einer Kaskadenschaufel vermessen. Zu diesem Zweck wurde eine externe Messeinrichtung aufgebaut. Das Ziel dieser Vorversuche war eine Überprüfung, ob eine homogene Verteilung der lokalen Ausblaserate M_{lokal} über die Höhe der Schaufel vorliegt. Bei einer homogenen Verteilung der Sekundärluft über die Höhe der Schaufel können Beeinflussungen der Messergebnisse, welche auf variierende Druckprofile der Sekundärluftstrahlen zurückzuführen sind, ausgeschlossen werden. Ebenfalls wird durch ein homogenes Profil der Ausblasung der Sekundärluft erreicht, dass Vergleiche zu numerischen Untersuchungen möglichst einfach gestaltet werden können. In diesem Fall können im numerischen Modell konstante Werte als Randbedingung für die einzelnen Austritte der Filmkühlbohrungen angenommen werden, sodass auf diese Weise auf zweidimensionale Profile als Randbedingungen verzichtet werden kann.

Abbildung A.1 zeigt die Einrichtung, welche verwendet wurde, um die lokale Ausblaserate M_{lokal} zu vermessen. Es wurde das Totaldruckprofil jedes einzelnen Filmkühlstrahls mittels eines an einer Traversiereinrichtung angebrachten Pitotrohres, einer Sonde zur Vermessung des Totaldruck, separat vermessen. Das eingesetzte Pitotrohr hat einen Innendurchmesser von $0,2d$. Die Traversiereinrichtung ermöglicht es, die Pitotsonde in zwei Achsen zu verfahren. Die Distanz zwischen dem Messkopf der Sonde und der Oberfläche der untersuchten Schaufel betrug weniger als ein Millimeter. Für die Vermessung jeder Filmkühlbohrung wurde ein Messraster mit einer Schrittweite von $0,05d$ und einer gesamten Kantenlänge von $2d$ verwendet.

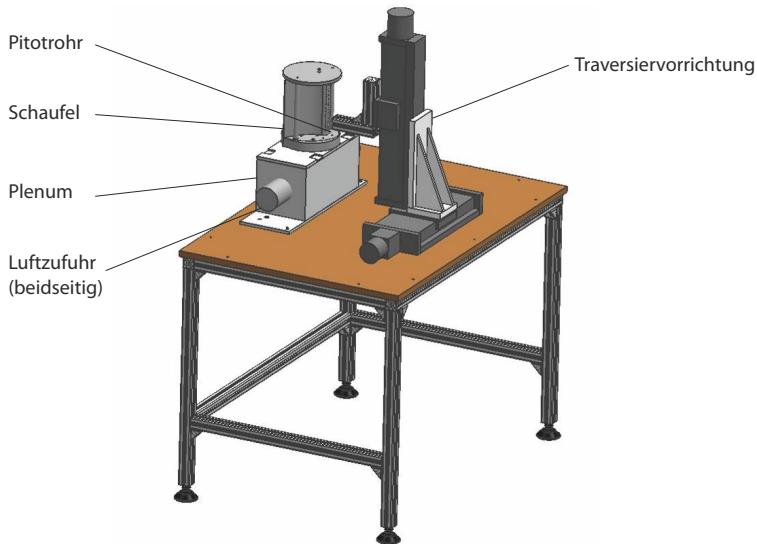


Abbildung A.1.: Messeinrichtung zur Vermessung der lokalen Ausblaserate M_{lokal} (nach [31])

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Vermessung der Austrittsprofile der Sekundärluftstrahlen diskutiert. Da diese Vermessung außerhalb des Kaskadenwindkanals durchgeführt wurde, fand keine Umströmung der Kaskadenschaufel und somit keine hieraus resultierende Beeinflussung der Filmkühlstrahlen statt. Weiterhin ist es nicht ohne Weiteres möglich, eine reale globale Ausblaserate M einzustellen, da diese von der Geschwindigkeit der Hauptströmung abhängig ist, und die globale Ausblaserate bei fehlender Umströmung gegen ∞ streben würde. Um dennoch einen sinnvollen Betriebspunkt für die Ausblasung der Sekundärluft einstellen zu können, wurden die Strömungsgeschwindigkeit u_∞ und die Dichte ρ_∞ der Hauptströmung im Kaskadenwindkanal im Fernfeld stromauf der Schaufelkaskade bei einer Reynolds-Zahl $Re=100\,000$ der Hauptströmung bestimmt. Dies stellt somit den Betriebspunkt des Primärkanals dar. Dabei bilden die Größen u_∞ und ρ_∞ die Referenz für das Einstellen der Sekundärluft, um die gewünschte globale Ausblaserate M der Sekundärluft außerhalb des Kaskadenwindkanals einzustellen.

In Abbildung A.2 werden die Ergebnisse der Vermessung der druckseitigen Bohrungsreihe der Konfiguration FC1 bei einer globalen Ausblaserate $M = 1,0$ dargestellt. Es wird die flächige Verteilung der lokalen Ausblaserate M_{lokal} jeder Bohrung gezeigt, wobei diese ebenfalls mit den beschriebenen Werten u_{∞} und ρ_{∞} als Betriebsparameter für die simulierte Hauptströmung gebildet wird. Die unterste Bohrung der Reihe wird in der Darstellung als FKB1 bezeichnet, die oberste wird FKB29 genannt. Es zeigt sich in jeder der Bohrungsaustrittsebenen eine ähnliche Verteilung der lokalen Ausblaserate. Besonders die Austrittsprofile der unteren Bohrungen zeigen eine leicht nierenförmige Geometrie. Dies kann unter anderem darauf zurückgeführt werden, dass sich bei dem Übergang der Sekundärluft von dem schaufelinternen Plenum in die Filmkühlbohrung in dem unteren Teil der Bohrung eine Ablöseblase bildet. Auf diese Weise kommt es zu einer einseitigen Verblockung der Bohrung und es folgt das beschriebene nierenförmige Austrittsprofil der Sekundärluft. Dies ist jedoch nur bei wenigen Bohrungen und auch nur in geringem Umfang der Fall. Es ist also nicht zu erwarten, dass hierdurch die Legung des Kühlfilmes im großen Maße beeinflusst wird.

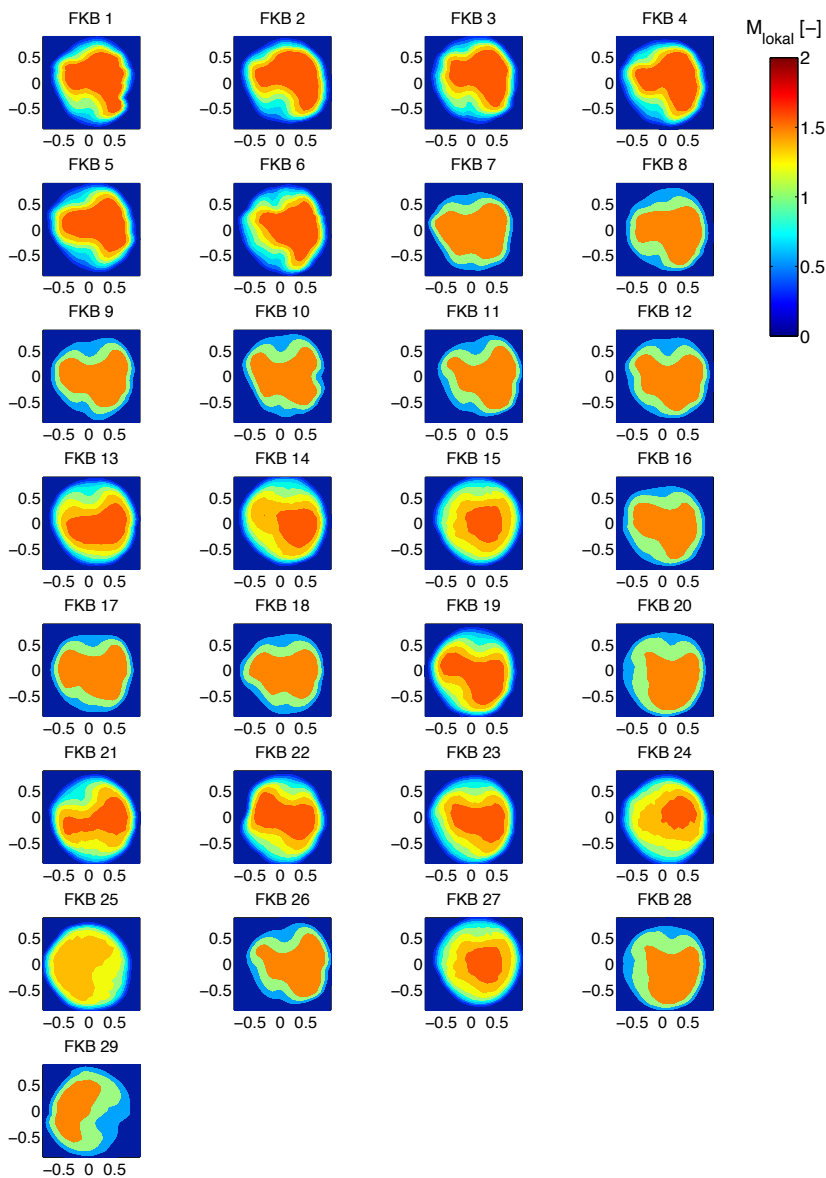


Abbildung A.2.: Lokale Ausblaserate M_{lokal} bei globaler Ausblaserate $M = 1,0$ (druckseitige Filmkühlbohrungsreihe) (nach [31])

Werden die gemessenen Austrittsprofile der einzelnen Bohrungen über deren jeweilige Flächen gemittelt und über die Höhenkoordinate der Schaufel z_v dargestellt, so ergibt sich das in Abbildung A.3 gezeigte Ergebnis der gemittelten lokalen Ausblaserate $\overline{M}_{\text{lokal}}$. Es lässt sich erkennen, dass $\overline{M}_{\text{lokal}}$ der einzelnen Bohrungen annähernd homogen über die Höhe der Kaskadenschaufel verteilt ist. Wird die Abweichung der einzelnen gemittelten lokalen Ausblaseraten $\overline{M}_{\text{lokal}}$ von der eingestellten globalen Ausblaserate M betrachtet, so ergibt sich eine maximale Abweichung von $\Delta M = \pm 0,04$. Diese Abweichung kann bei den Messungen im Kaskadenprüfstand toleriert werden. Es zeigt sich also, dass das interne Plenum der Schaufel die Ausbringung der Sekundärluft im ausreichenden Maße vergleichmäßigt. Es müssen also keine weiteren Maßnahmen bezüglich der Homogenisierung der Sekundärluftausblasung getroffen werden.

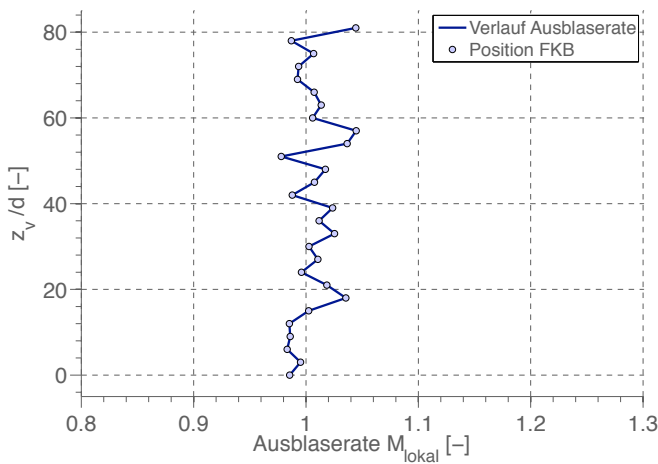


Abbildung A.3.: Verteilung der gemittelten lokalen Ausblaserate $\overline{M}_{\text{lokal}}$ bei einer globalen Ausblaserate M der druckseitigen Filmkühlbohrungen (nach [31])

A.2 Der Kaskadenprüfstand



Abbildung A.4.: Messstrecke des Kaskadenprüfstands mit PIV-System

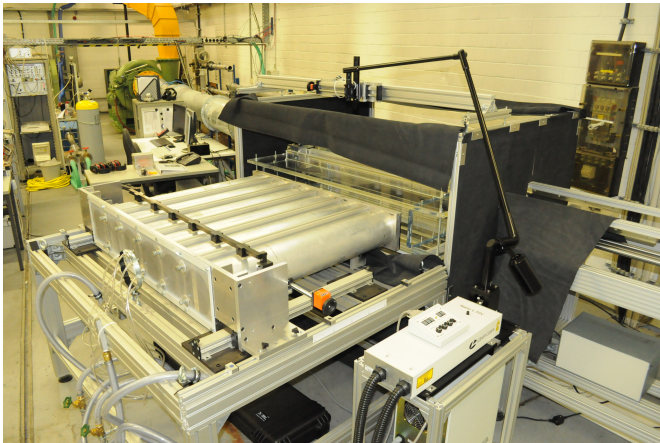


Abbildung A.5.: Kaskadenprüfstand mit PIV-System

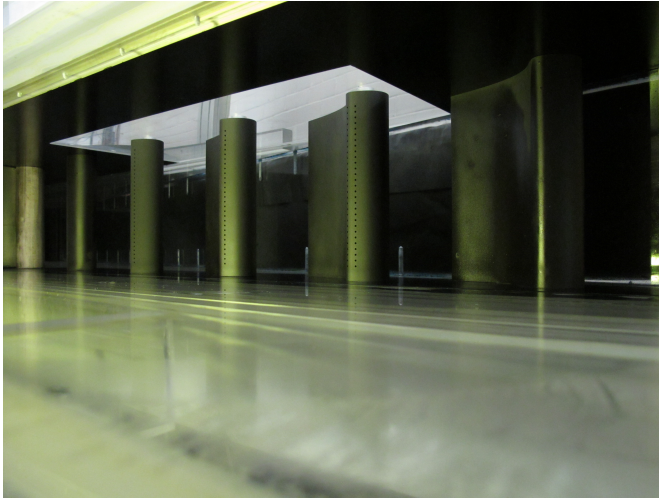


Abbildung A.6.: Die Schaufelkaskade

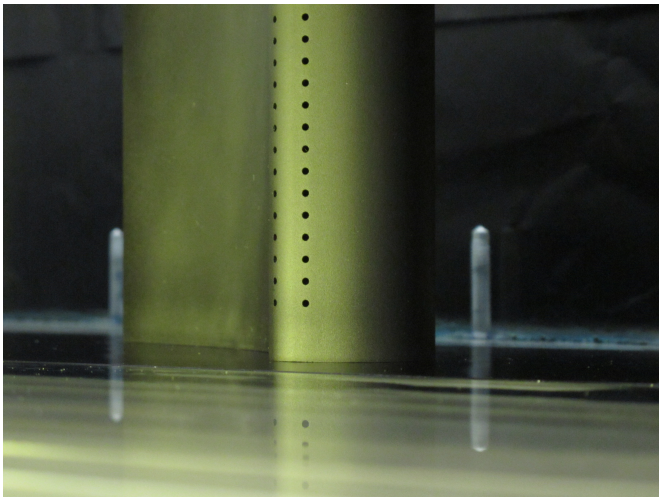


Abbildung A.7.: Kaskadenschaufel mit Filmkühlbohrungen



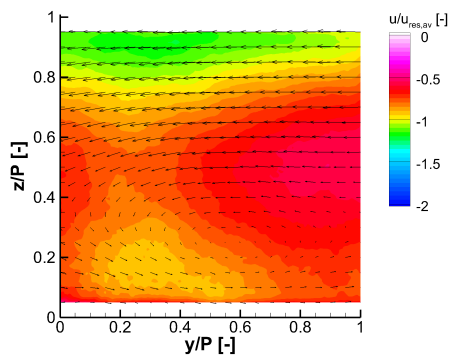
Abbildung A.8.: Das Sekundärluftsystem (Ansicht: Stromauf)



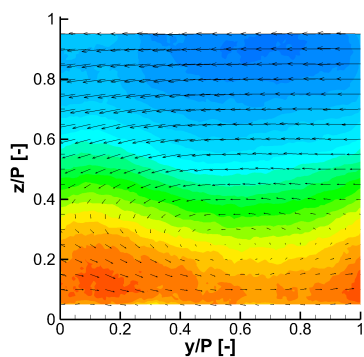
Abbildung A.9.: Das Sekundärluftsystem (Ansicht: Stromab)

A.3 Strömungsbedingungen in den Passagen - Darstellung der Geschwindigkeitskomponenten

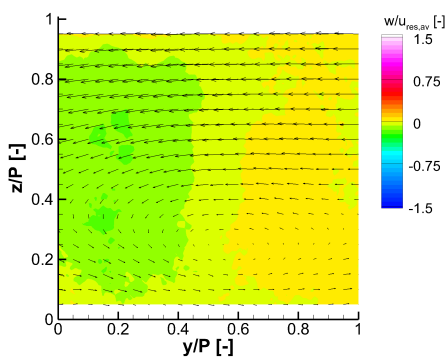
In diesem Abschnitt werden die einzelnen Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in x -, y - und z -Richtung in den Messebenen $ME_{\text{Pass}1}$, $ME_{\text{Pass}2}$, $ME_{\text{Pass}3}$ und $ME_{\text{Pass}4}$ als flächige Verteilung dargestellt. Die Messebenen sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Sämtliche Geschwindigkeitskomponenten werden für eine bessere Vergleichbarkeit auf die mittlere Geschwindigkeit $u_{\text{res},av}$ in der Messebene $ME_{\text{Pass}1}$ bezogen. Weiterhin werden die resultierenden Vektoren der Geschwindigkeitskomponenten v und w dargestellt.



(a)

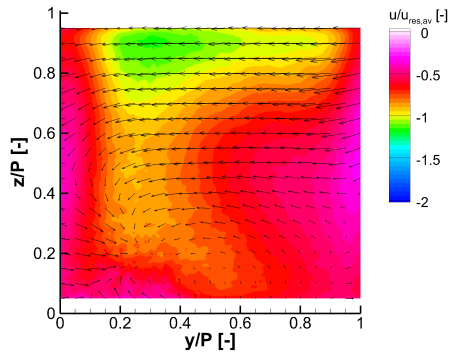


(b)

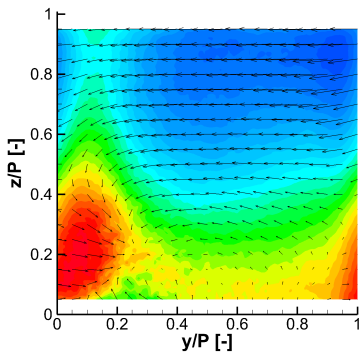


(c)

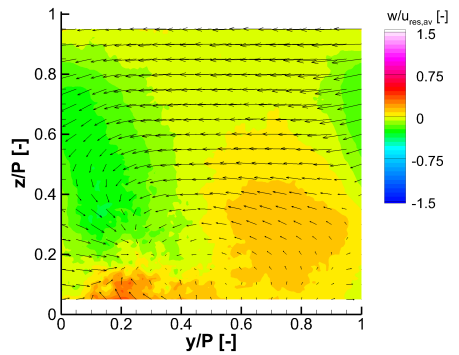
Abbildung A.10.: Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene $ME_{Pass\ 1}$



(a)

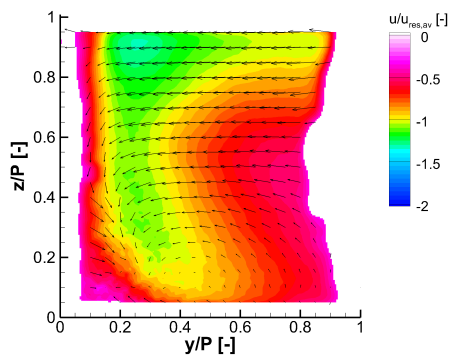


(b)

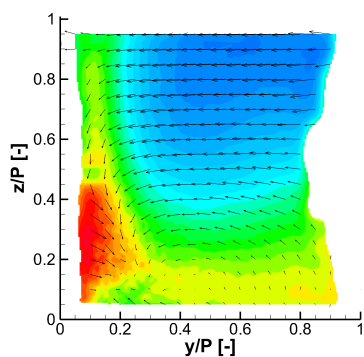


(c)

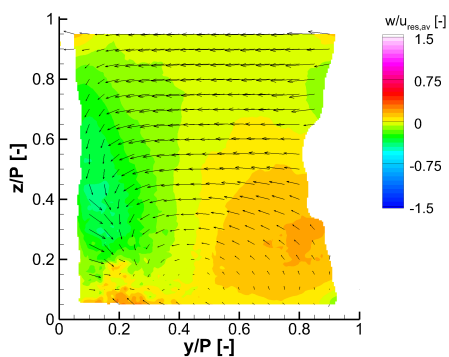
Abbildung A.11.: Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{pass2}



(a)

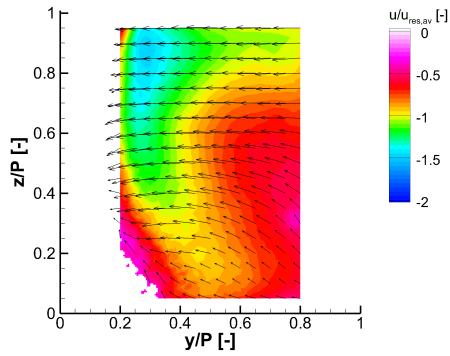


(b)

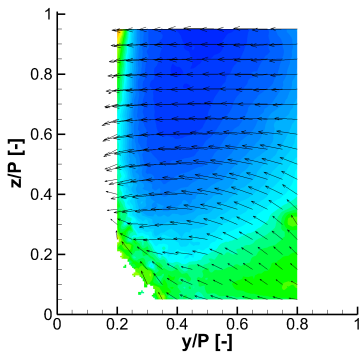


(c)

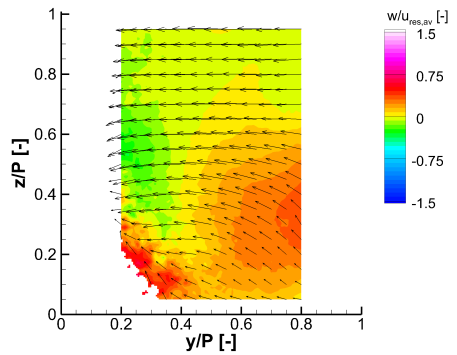
Abbildung A.12.: Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene ME_{Pass3}



(a)



(b)



(c)

Abbildung A.13.: Geschwindigkeitskomponenten u , v und w in der Messebene $ME_{\text{pass}4}$

A.4 Strömungsbedingungen in den Passagen - ME_{pass3}

In diesem Abschnitt werden in Abbildung A.14 die Stereo-PIV Ergebnisse der Messebene ME_{pass3} gezeigt. Die Messebene schneidet die Vorderkanten des Schau-
 felgitters und stellt die Zuströmung der einzelnen Passagen der Schaufelkaskade
 dar. Es kann hierbei ein starker Gradient des horizontalen Strömungswinkels α im
 Bereich der Vorderkanten bei $y/P = 0$ sowie $y/P = 1$ beobachtet werden. Diese
 Winkelvariation führt zu einer variierenden Inzidenz an den Vorderkanten der
 Schaufeln. Hierbei tritt im Bereich des Deckels eine starke negative Inzidenz auf,
 was zu einer aerodynamischen Entlastung der Schaufel in diesem Bereich führt.
 Im Bereich des Bodens ist eine starke positive Inzidenz festzustellen. Dies führt zu
 einer stärkeren aerodynamischen Belastung der Schaufel.

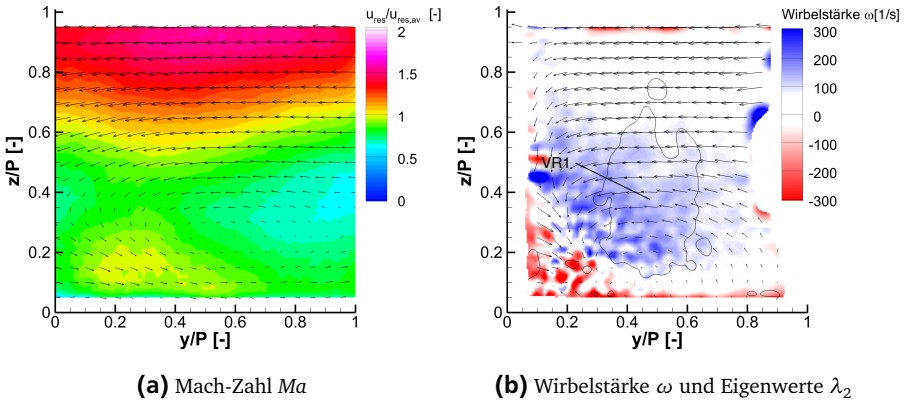


Abbildung A.14.: Betrachtung der Strömung in Messebene ME_{pass3} bei $S = 0,8$ und $D/H = 2,5$

A.5 Die Abströmung der Kaskade - Kompensation des Winkels α

Abbildung A.15 zeigt, dass bei einer Nachführung der Fünflochsonde um deren z -Achse in die Hauptströmungsrichtung, welche in der unteren Hälfte der Messebene vorliegt, der Wirbel VR2 ebenfalls in der Vektordarstellung sichtbar wird. Dies wird ebenfalls in Abschnitt 6.3.3 beschrieben.

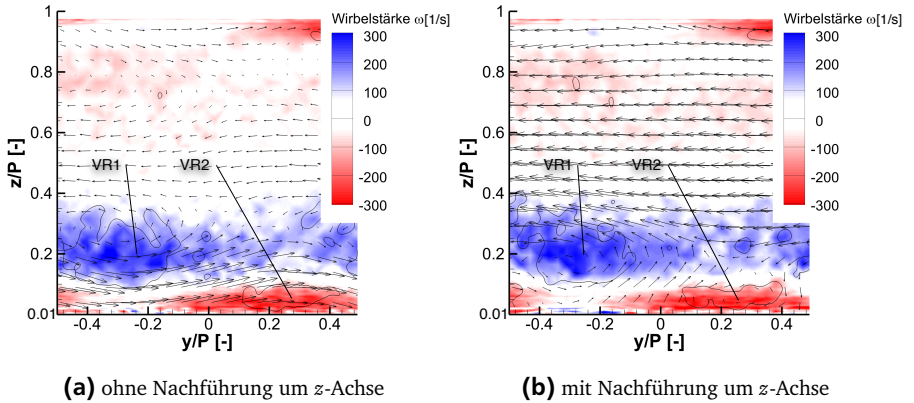


Abbildung A.15.: Identifikation des Wirbels VR2 durch Nachführung der Fünflochsonde um deren z -Achse

A.6 Der Kaskadenprüfstand - Fehlerbetrachtung

Die relativen und die absoluten Genauigkeiten, mit welchen die aufgenommenen Messgrößen bestimmt werden konnten, sind in Tabelle A.1 aufgeführt.

Messgröße	relative Genauigkeit	absolute Genauigkeit
Re	2%	2000
T	/	± 0,5 K
$p_{\text{Differenz}}$	/	± 2 Pa
Strömungswinkel α und γ 5LS	/	± 0,3°

Tabelle A.1.: Genauigkeit der aufgenommenen Messgrößen

Aufgrund der aufgeführten Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren sind auch die daraus berechneten Betriebsparameter des Prüfstandes mit Unsicherheiten belastet. Aus den Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren kann die Unsicherheit der resultierenden Betriebsgrößen mit Hilfe des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes bestimmt werden. Dieses wird im Folgenden kurz beschrieben. Die resultierende Unsicherheit ΔY einer über die Modellfunktion f zu berechnende Größe Y kann unter Annahme von annähernd linearem Verhalten von f im Bereich der jeweiligen Einzelunsicherheiten gemäß Gleichung A.2 bestimmt werden.

$$Y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

$$\Delta Y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} (x_i) \Delta x_i \right)^2 \right]} \quad (\text{A.2})$$

Im Folgenden wird beispielhaft die Berechnung der Messunsicherheit bei der Bestimmung der Reynolds-Zahl in den Eintrittsebene einer angenommenen Schaufelkaskade gezeigt, welche mit Luft durchströmt wird. Die Kaskade habe eine Schaufel mit einer realen Sehnenlänge von $l_{\text{chord, real}}$. Diese wird für die Berechnung der Reynolds-Zahl als charakteristische Größe verwendet. Die vorgegebenen Größen mit bekannten Messgenauigkeiten sind: T , p und u . Die Größe der jeweiligen Messfehler ist in Tabelle A.1 dargestellt. Für die Fehlerbetrachtung werden die in Tabelle A.2 genannten Größen als gegeben angenommen.

Größe		absolute Genauigkeit
$l_{\text{chord, real}}$	= 0,1 m	
T	= 293 K	$\Delta T = \pm 0,5 \text{ K}$
p	= 101300 Pa	$\Delta p = \pm 2 \text{ Pa}$
u	= 10 m/s	$\Delta u = \pm 0,2 \text{ m/s}$
M	= 0,0288 kg/mol	-
R	= 8,314 J/(mol K)	-
η	= $1,94 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(m s)}$	-
ρ	= 1,19 kg/m ³	zu berechnen
Re	≈ 62000	zu berechnen

Tabelle A.2.: Größen zur Berechnung der Reynolds-Zahl Re

Berechnung der Dichte ρ :

$$\rho = \frac{pM}{R_s T}$$

Berechnung des Messfehlers der Dichte ρ durch die Temperatur T :

$$\left| \frac{\partial \rho}{\partial T} \Delta T \right| = \left| -\frac{pM}{RT^2} \Delta T \right| = 0,002 \text{ kg/m}^3$$

Berechnung des Messfehlers der Dichte ρ durch den Druck p :

$$\left| \frac{\partial \rho}{\partial p} \Delta p \right| = \left| \frac{M}{RT} \Delta p \right| = 0,000024 \text{ kg/m}^3$$

Berechnung der gesamten Messgenauigkeit der Dichte ρ :

$$\Delta \rho = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \Delta T \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \Delta p \right)^2} = \pm 0,002 \text{ kg/m}^3$$

Berechnung der Reynolds-Zahl Re :

$$Re = \frac{\rho u l_{\text{chord, real}}}{\eta}$$

Berechnung des Messfehlers der Reynolds-Zahl Re durch die Geschwindigkeit u :

$$\left| \frac{\partial Re}{\partial u} \Delta u \right| = \left| \frac{\rho l_{chord, real}}{\eta} \Delta u \right| = 1227$$

Berechnung des Messfehlers der Reynolds-Zahl Re durch die Dichte ρ :

$$\left| \frac{\partial Re}{\partial \rho} \Delta \rho \right| = \left| \frac{u l_{chord, real}}{\eta} \Delta \rho \right| = 103$$

Berechnung der gesamten Messgenauigkeit der Reynolds-Zahl Re :

$$\Delta Re = \sqrt{\left(\frac{\partial Re}{\partial u} \Delta u \right)^2 + \left(\frac{\partial Re}{\partial \rho} \Delta \rho \right)^2} = \pm 1231$$

Relative Messgenauigkeit der Reynolds-Zahl Re :

$$\frac{\Delta Re}{Re} \approx 2\%$$





Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Lucas Giller
Geburtsjahr	1980
Geburtsort	Heidelberg

Schulausbildung

1987 bis 1991	Schlosshofschule Mörlenbach
1991 bis 2000	Martin Luther Schule Rimbach Abschluss Abitur

Studium

2000 bis 2006	Technische Universität Darmstadt Fachrichtung Allgemeiner Maschinenbau
---------------	---

Beruflicher Werdegang

2006 bis 2013	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe Technische Universität Darmstadt
seit 2013	Entwicklungsingenieur bei Caterpillar Energy Solutions GmbH

